

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA

INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:

INGENIEROS MECÁNICOS

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN REFRIGERADOR POR CICLO DE
ABSORCIÓN AMONÍACO-AGUA ACOPLADO A UN COLECTOR SOLAR
DE TIPO INTERMITENTE CON CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO DE
10 W.**

AUTORES:

**MARTÍNEZ COMINA MAURICIO PAÚL
BENÍTEZ VIZCAÍNO WILSON FERNANDO**

TUTOR


CHRISTIAN ALEXANDER ANRANGO MEDINA

Quito, septiembre del 2018

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Mauricio Paúl Martínez Comina con documento de identificación N° 1722801998 y Wilson Fernando Benítez Vizcaíno con documento de identificación N° 1713393971, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN REFRIGERADOR POR CICLO DE ABSORCIÓN AMONIACO-AGUA ACOPLADO A UN COLECTOR SOLAR DE TIPO INTERMITENTE CON CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO DE 10 W”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingenieros Mecánicos, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Mauricio Paul Martínez Comina
C.I. 1722801998




Wilson Fernando Benítez Vizcaíno
C.I. 1713393971

Quito, septiembre del 2018.

DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR

Yo, Christian Alexander Anrango Medina declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el Proyecto de Titulación: “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN REFRIGERADOR POR CICLO DE ABSORCIÓN AMONIACO-AGUA ACOPLADO A UN COLECTOR SOLAR DE TIPO INTERMITENTE CON CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO DE 10 W”, realizado por Mauricio Paúl Martínez Comina y Wilson Fernando Benítez Vizcaíno, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como Trabajo Final de Titulación.

Quito, septiembre del 2018.



Christian Alexander Anrango Medina
C.I. 1714585237

DEDICATORIA

Este proyecto se lo dedico a Dios y a la Virgen del Quinche por haberme iluminado en el camino del bien y por otorgarme salud.

A mis padres Ana y César por su amor inmenso y su apoyo incondicional en cada una de las etapas de mi vida, sin ustedes nunca hubiera podido lograr mi meta.

A mi hermana Cynthia, por el amor y la comprensión que se ha transformado como el motor que impulsa mi vida día a día.

A mi Abuelita María Celia por todas esas palabras de aliento y su amor que me permitieron culminar este sueño.

A mis ángeles en el cielo, mis Abuelos Pedro y María Luisa por haberme inculcado el esfuerzo, la lealtad y la lucha.

Y a todas las personas que a lo largo del paso de mi vida estuvieron o están presentes, las cuales me supieron dar esas palabras de aliento para lograr el éxito.

A todos, este proyecto se los dedico con mucho amor.

Mauricio Paúl Martínez Comina

DEDICATORIA

Dedico este proyecto realizado a Dios por darme salud y fuerza para seguir adelante con este sueño.

A mi padre Manuel Benítez y mi madre que siempre me cuida Juana Vizcaíno, a mi esposa Jeaneth por estar siempre a mi lado brindándome su apoyo, y a toda mi familia que siempre estuvieron a mi lado.

Wilson Fernando Benítez Vizcaíno

AGRADECIMIENTO

Agradecemos, infinitamente, a la Universidad Politécnica Salesiana a través de la Carrera de Ingeniería Mecánica por brindarnos sus conocimientos para formarnos como excelentes profesionales.

Expresamos nuestros profundos agradecimientos al Ingeniero Christian Anrango por guiarnos en la realización del proyecto, quien con sus conocimientos y dedicación nos supo inculcar la investigación para obtener buenos resultados.

Mauricio Paúl Martínez Comina

Wilson Fernando Benítez Vizcaíno

ÍNDICE

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR.....	i
DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL DOCENTE TUTOR.....	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO.....	v
ÍNDICE	vi
RESUMEN.....	xviii
ABSTRACT.....	xix
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	xx
JUSTIFICACIÓN	xxi
INTRODUCCIÓN	1
OBJETIVOS DEL PROYECTO.....	2
Objetivo general:.....	2
Objetivos específicos:	2
CAPÍTULO I MARCO TEÓRICO.....	3
1.1. Sistemas de absorción.....	3
1.1.1. Clasificación de los sistemas de refrigeración por absorción	4
1.1.2. Sistemas de absorción de efecto simple	5
1.1.3. Principio de funcionamiento	6
1.1.4. Fluido de trabajo en los equipos de absorción	7
1.2. Energía solar.....	8
1.2.1. Radiación solar.....	8
1.2.2. Radiación solar en el Ecuador.....	10
1.3. Energía solar térmica.....	11
1.4. Tecnología de captación solar para aplicaciones de refrigeración solar	12

1.4.1.	Captador solar de tubos de vacío	13
1.4.2.	Captador cilindro-parabólico (CCP)	13
1.4.3.	Captador de disco parabólico	14
1.5.	Descripción del sistema	14
1.6.	Balance energético.....	16
1.7.	Mecanismo de transferencia de calor	19
1.7.1.	Conducción	19
1.7.2.	Convección.....	20
1.7.3.	Radiación.....	20
1.8.	La primera Ley de la termodinámica.....	21
1.8.1.	Balance de energía	21
1.8.2.	Coeficiente de desempeño (COP)	21
1.8.3.	Entalpía	22
1.8.4.	Densidad.....	22
1.8.5.	Volumen específico.....	23
1.8.6.	Carga térmica	23
1.9.	Aislantes térmicos	23
CAPÍTULO II ESTUDIO DE ALTERNATIVAS		25
2.1.	Estudio de alternativas de tipo de colectores solares.....	25
2.1.1.	Colector de tubos de vacío (alternativa 1).....	25
2.1.2.	Captador disco parabólico (Alternativa 2)	27
2.1.3.	Captador solar cilindro parabólico. (Alternativa 3)	28
2.1.4.	Identificación de necesidades.....	29

2.1.5. Selección de la mejor alternativa para el diseño y simulación de un refrigerador por ciclo de absorción amoníaco-agua acoplado a un colector solar	30
2.1.6. Análisis de resultados.....	33
2.2. Mezcla de trabajo seleccionada	33
2.2.1. Propiedades de la mezcla	33
CAPÍTULO III CÁLCULOS, SELECCIÓN Y DISEÑO DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR CICLO DE ABSORCIÓN AMONÍACO-AGUA ACOPLADO A UN COLECTOR SOLAR DE TIPO INTERMITENTE CON CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO DE 10 W.	
3.1. Introducción.....	35
3.2. Condiciones preliminares del diseño.....	35
3.3. Determinación de la carga de refrigeración en el evaporador:.....	37
3.4. Diseño del serpentín del evaporador	46
3.5. Diseño del condensador.....	51
3.6. Diseño del absorbedor	59
3.7. Cálculo de masas requerido para el prototipo de refrigeración.....	61
3.8. Flujos másicos del sistema.	61
3.9. Diseño del colector solar	64
3.10. Selección de válvula de expansión utilizada en el sistema.....	70
3.10.1. Válvula de expansión tipo aguja.....	71
3.11. Válvula anti retorno	72
3.8.1 Manómetro.....	72
CAPÍTULO IV SIMULACIÓN.....	
4.1. Métricas para CFD	74

4.2.	Condensador	75
4.3.	Evaporador	80
4.4.	Válvula de Expansión.....	86
CAPÍTULO V ANÁLISIS ECONÓMICO.....		90
5.1.	Costos directos.....	90
5.1.1.	Costo de mano de obra.....	90
5.1.2.	Costo servicios de terceros.....	90
5.1.3.	Costo de materia prima	90
5.1.4.	Resumen de costos directos	92
5.2.	Costos indirectos	92
5.3.	Análisis financiero.....	93
5.3.1.	Costos de mantenimiento	93
5.3.2.	Costos de operación	94
5.3.3.	Inflación del valor del sistema	94
5.3.4.	Ingresos	94
5.3.5.	Flujo neto de caja	95
5.3.6.	Valor actual neto (VAN).....	96
5.3.7.	Tasa interna de retorno (TIR).....	97
5.3.8.	Período de recuperación de la inversión	98
CONCLUSIONES		99
RECOMENDACIONES		101
BIBLIOGRAFÍA.....		102
ANEXOS.....		122

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Aislantes térmicos para instalaciones frigoríficas.....	24
Tabla 2. Evaluación de criterios.....	30
Tabla 3. Identificación de criterios.....	31
Tabla 4. Matriz de criterios	32
Tabla 5. Matriz de evaluación de criterios.	32
Tabla 6. Desempeño de alternativas.....	33
Tabla 7. Datos Meteorológicos de la ciudad de Quito (Anuario Meteorológico INAMHI).....	36
Tabla 8. Características del evaporador	50
Tabla 9. Características del condensador	58
Tabla 10. Parámetros.....	63
Tabla 11. Matriz de selección de válvula.....	70
Tabla 12. Matriz de selección de válvula de expansión tipo aguja.....	71
Tabla 13. Costo mano de obra.....	90
Tabla 14. Costo mecanizado	90
Tabla 15. Costos de materiales.....	91
Tabla 16. Costos de refrigerante y absorbente	92
Tabla 17. Resumen de costos	92
Tabla 18. Costos Indirectos.....	92
Tabla 19. Costos de mantenimiento	93
Tabla 20. Costos por operación.....	94
Tabla 21. Tasa de Inflación.....	94
Tabla 22. Ingresos	94
Tabla 23. Valor de ahorro al evitar comprar una refrigerado.	95

Tabla 24. Flujo neto de caja	95
Tabla 25. Cálculo del VAN.....	96
Tabla 26. Calculo del TIR.....	97
Tabla 27. Cálculo de recuperación de inversión	98

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Ciclo de refrigeración por absorción de efecto simple	6
Figura 2. Irradiación solar en la superficie.....	9
Figura 3. Irradiación solar en Ecuador.....	11
Figura 4. Captador solar de media temperatura	12
Figura 5. Esquema de un captador solar de tubos de vacío	13
Figura 6. Colector de Concentración Cilindro-parabólicos	13
Figura 7. Concentrador de disco parabólico	14
Figura 8. Sistema de refrigeración por absorción.	15
Figura 9. Análisis del generador	16
Figura 10. Análisis del condensador.	17
Figura 11. Análisis válvula de expansión.	17
Figura 12. Análisis del evaporador.	18
Figura 13. Análisis del absorbedor.....	18
Figura 14. Esquema de ciclo de refrigeración por absorción	22
Figura 15. Colectores de Tubo de Vacío	25
Figura 16. Captador de disco parabólico	27
Figura 17. Colector cilindro parabólico.	28
Figura 18. Dimensiones de cámara de refrigeración del evaporador.....	37
Figura 19. Pared de la cámara de la cámara de enfriamiento del evaporador.....	44
Figura 20. Evaporador.....	49
Figura 21. Evaporador del sistema.....	51
Figura 22. Condensador.	51
Figura 23. Aleta circular de disposición anular (Tipo I).....	58
Figura 24. Serpentin con aletas circulares de disposición anular a la tubería.	59

Figura 25. Absorbedor.	60
Figura 26. Trayecto del fluido.....	61
Figura 27. Intercepción de rayos solares en el colector solar generados en el software Soltrace a varios ángulos a) 45 b) 80 c) 90 d) 100	65
Figura 28. Red de resistencias térmicas para una capa cilíndrica (tubería) sujeta a convección tanto en el lado exterior como en el interior	68
Figura 29. Parábola de colector solar.....	69
Figura 30. Válvula de aguja modelo NBSS-TS16-0-G [101].....	72
Figura 31. Válvula anti retorno marca Modentic tipo Y-PN40, diámetro 1”	72
Figura 32. Manómetro Wika de rango hasta 200 Psi	73
Figura 33. Flujo de trabajo de pre procesamiento.....	74
Figura 34. Calidad de los tipos de mallado para CFD	75
Figura 35. Calidad de malla del condensador.	75
Figura 36. Mallado de volumen de control del condensador.	76
Figura 37. Temperatura en plano de sección simétrica YZ referente al condensador.	76
Figura 38. Temperatura Vs Distancia del condensador.	77
Figura 39. Velocidad de condensador en plano de sección simétrica YZ.	77
Figura 40. Velocidad Vs Distancia del condensador en plano simétrico YZ.	78
Figura 41. Velocidad en plano de sección simétrica XY.	78
Figura 42. Presión en plano de sección simétrico YZ.....	79
Figura 43. Presión en plano de sección simétrico XY.	79
Figura 44. Transferencia del calor en plano de sección simétrico YZ.....	80
Figura 45. Grafica de la transferencia del calor Vs distancia en plano de sección simétrico YZ.....	80

Figura 46. Calidad de malla de evaporador	81
Figura 47. Mallado de volumen de control de Evaporador.....	81
Figura 48. Temperatura del evaporador en plano de sección simétrica.	82
Figura 49. Temperatura del Evaporador vs distancia recorrida.....	82
Figura 50. Transferencia de calor del serpentín del evaporador en plano XY.....	83
Figura 51. Transferencia de calor de serpentín del evaporador en plano XY.....	83
Figura 52. Velocidad en plano de sección simétrica referente al evaporador.....	84
Figura 53. Velocidad vs radio del evaporador.	84
Figura 54. Presión en plano de sección simétrica referente al evaporador.	85
Figura 55. Presión vs Distancia recorrida del evaporador.	85
Figura 56. Calidad de malla para la válvula de expansión.....	86
Figura 57. Mallado de volumen de control de válvula de expansión.....	86
Figura 58. Temperatura en plano de sección simétrica YZ referente a la válvula de expansión.....	87
Figura 59. Temperatura vs. Distancia recorrida de la válvula de expansión.	87
Figura 60. Velocidad en plano de sección simétrica referente a la válvula de expansión	88
Figura 61. Velocidad vs Distancia recorrida de la válvula de expansión.	88
Figura 62. Presión en plano de sección simétrica referente a la válvula de expansión.	89
Figura 63. Presión vs Distancia recorrida de la válvula de expansión.....	89

NOMENCLATURA

S	Superficie de paredes del Evaporador
E_{entra}	Energía que entra al sistema
E_{sale}	Energía que sale del sistema
$q_{convección}$	Transferencia de calor por convección
$q_{conducción}$	Transferencia de calor por conducción
b	Espesor de aislante
$K_{aislante}$	Conductividad térmica del aislante
T_{se}	Temperatura superficial exterior
T_{si}	Temperatura superficial interior
T_{∞}	Temperatura ambiente
h_e	Coeficiente de transmisión de calor por convección exterior
T_f	Temperatura de capa limite
Ra_L	Número de Rayleigh
g	Aceleración gravitacional
β	Coeficiente de expansión volumétrica
L_c	Longitud característica o corregida de la configuración geométrica
Pr	Número de Prandtl
ν	Viscosidad cinemática del fluido
Nu	Número de Nusselt
k	Conductividad térmica
L	Longitud

A_s	Área superficial
p	Perímetro
L_c	Longitud característica
A_v	Área pared vertical
A_h	Área pared horizontal
A_T	Área total
m	Caudal másico
C_p	Capacidad de calor específico
ΔT	Diferencia de temperatura
Q	Transferencia total de calor
$D_{nominal}$	Diámetro nominal
$D_{exterior}$	Diámetro exterior
$D_{interior}$	Diámetro interior
t	Espesor
$T_{pelicula}$	Temperatura de película
ΔT_{m_L}	Temperatura media logarítmica
$m_{refrigerante}$	Flujo másico del refrigerante
$A_{sin\ aleta}$	Área de tubería sin aletas
A_{aleta}	Área de aleta
η_{aleta}	Eficiencia de la aleta
N	Número de aletas

$L_{Tuberia}$	Longitud tubería
$V_{Generador}$	Volumen generador
L_T	Longitud total
$L_{Serpentin}$	Longitud serpentín
$V_{Evaporador}$	Volumen evaporador
$V_{Condensador}$	Volumen condensador
V_T	Volumen total
$V_{Taborbedor}$	Volumen total del absorbedor
ρ	Densidad
Cop	Rendimiento teórico
R_{total}	Resistencia térmica total
VAN	Valor Actual Neto

RESUMEN

El consumo de energía eléctrica por uso de electrodomésticos cada día aumenta en todos los lugares del planeta de forma desmesurada, afectando al sector energético en el ámbito de lograr satisfacer la demanda. Por este motivo es importante utilizar energías renovables y limpias que no afecten al medio ambiente y tengan el potencial de suplir a las energías convencionales; una de las energías más abundantes y fáciles de aprovechar es la energía solar que dependiendo de su tecnología de aprovechamiento se puede usar como energía solar térmica o energía solar fotovoltaica.

El Ecuador por su posición geográfica es un país privilegiado para el aprovechamiento de la energía solar y de fácil acceso para su uso tanto en zonas rurales como urbanas.

Una de las aplicaciones del aprovechamiento de la energía solar es la refrigeración por absorción.

Considerando el problema del consumo eléctrico y la alternativa de uso de energía solar se realiza el Diseño y simulación de un refrigerador por ciclo de absorción amoníaco-agua acoplado a un colector solar de tipo intermitente con capacidad de enfriamiento de 10 W. Mediante la investigación, estudio y simulación, con una alternativa eficiente a través de la obtención de un prototipo que reduzca el impacto de contaminación ambiental y pueda satisfacer la necesidad de refrigeración en lugares apartados del país.

El resultado de principales componentes del prototipo se lo realiza mediante uso de software de diseño y simulación, obteniendo conclusiones sobre comportamientos de varios parámetros como presiones, temperatura, velocidad, etc., así también conceptos de Ingeniería. El uso de materiales bajo normas permite garantizar el funcionamiento y correcto desempeño del sistema, así como también su elaboración.

Palabras claves: energía, energético, eléctrico, absorción, simulación, prototipo, software

ABSTRACT

The consumption of domestic energy by the use of domestic appliances every day increases in all parts of the planet in an excessive way, affecting the energy sector in the field of meeting demand. For this reason, it is important to use renewable energies that do not affect the environment and have the potential to replace conventional energies; One of the most abundant and easy to take advantage of is solar energy that, depending on its use technology, can be used as solar thermal energy or photovoltaic solar energy.

Because of its geographical position, Ecuador is a privileged country for the use of solar energy and easily accessible for use in both rural and urban areas.

One of the applications of the use of solar energy is absorption cooling.

Considering the problem of electrical consumption and alternative use of solar energy, the design and simulation of a refrigerator per ammonia-water absorption cycle coupled to a solar collector of intermittent type with a cooling capacity of 10 W. is carried out. Through research, study and simulation, with an efficient alternative through obtaining a prototype that reduces the impact of environmental contamination and can satisfy the need for refrigeration in isolated parts of the country.

The result of the main components of the prototype is done through the use of design and simulation software, obtaining conclusions about behaviors of various parameters such as pressures, temperature, speed, etc., as well as engineering concepts. The use of materials under norms allows to guarantee the functioning and correct performance of the system, as well as its elaboration.

Keywords: energy, energetic, electrical, absorption, simulation, prototype, software.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Según datos del Balance Energético 2016 con base en el año del 2015, en la matriz energética del país predomina el uso de combustibles fósiles, el petróleo representa el 88.2% del equivalente total de energía primaria del Ecuador y el porcentaje restante corresponde a energías renovables y producción hidráulica [1]. Las anteriores cifras muestran la dependencia de recursos no renovables, acelerando el agotamiento de las reservas petrolíferas del país.

Según el Censo de Población y Vivienda que se realizó en el 2010 por el INEC, el total de viviendas con electricidad en la ciudad es del 94.77% y en la parte rural alcanza el 89.03%. El alto costo del suministro eléctrico es una problemática de gran incidencia, pues comunidades que pertenecen a la amazonia tienen índice de pobreza de 59% en comparación a la media nacional que es de 29%.

Por tal motivo se evidencia la dificultad de acceder a la electricidad y por tal motivo el empleo de nuevas tecnologías, como por ejemplo un sistema de refrigeración para preservación de alimentos, así como de insumos médicos para las comunidades.

JUSTIFICACIÓN

El mapa de radiación solar del Ecuador muestra valores de radiación solar que van entre 3.6 y 5.7 KWh/m² [2], por lo que dentro del contexto para promover el desarrollo de fuentes renovables de energía dentro de la matriz energética en el país, se pretende el diseño y simulación de una tecnología de refrigeración por absorción con amoníaco-agua que aproveche energía solar para su funcionamiento a través de un colector solar con capacidad de enfriamiento de 10 W lo que equivale aproximadamente a una carga de enfriamiento de 3.5 kg de agua [3, 4], cuyas prioridades serán el aprovechamiento de la energía solar que es una fuente limpia que no genera contaminación.

Con el desarrollo de esta tesis se está cumpliendo con el requerimiento solicitado por la Universidad acorde a la exigencia y requisito previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

INTRODUCCIÓN

El propósito del presente proyecto técnico es contribuir a reducir la contaminación del ambiente al tomar en cuenta diferentes aspectos para utilizar energías renovables. Según información del Ministerio de Electricidad y Energía Renovable [5] el consumo energético en refrigeración bordea el 44 %.

El sistema de refrigeración por compresión es el más utilizado, resulta eficiente, pero uno de sus principales inconvenientes es que para la compresión del gas refrigerante se emplea energía mecánica, la cual utiliza electricidad, volviendo estos procesos de refrigeración muy costosos [6].

Debido a un exceso de consumo de diferentes energías se necesita optimizar los recursos con energías renovables como la energía solar. Esta fuente de energía renovable brinda muchos beneficios para el planeta, al tomar en cuenta que es limpia, constante e inagotable, en comparación con otras energías o combustibles que emiten sustancias nocivas para la salud humana y el planeta [7].

Existen procesos que permiten realizar el ciclo de refrigeración a través de un sistema por absorción, para lo cual se requiere un suministro de calor que puede proceder de diferentes fuentes a través de la solución agua - amoníaco. El sistema de refrigeración por absorción aprovecha que ciertas sustancias absorben calor al cambiar de estado líquido a gaseoso para alcanzar temperaturas bajas [8].

En este proyecto técnico se realizará la simulación de partes críticas del sistema de refrigeración como son válvula de expansión, condensador y evaporador.

Al final se realizará un análisis de los resultados obtenidos en la simulación y sus respectivas conclusiones y recomendaciones.

OBJETIVOS DEL PROYECTO

Objetivo general:

Diseñar y simular un refrigerador por ciclo de absorción amoníaco-agua acoplado a un colector solar de tipo intermitente con capacidad de enfriamiento de 10 W.

Objetivos específicos:

- Seleccionar la alternativa idónea para el diseño y simulación del sistema de refrigeración por colector solar con capacidad de enfriamiento de 10 W lo que equivale a una de 3.5 kg de refrigeración de agua.
- Diseñar y simular elementos críticos del sistema de refrigeración como son válvula de expansión, condensador y evaporador.
- Realizar un análisis económico del desarrollo del diseño y simulación del sistema de refrigeración.
- Evaluar y analizar los resultados del diseño y simulación del sistema de refrigeración.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1. Sistemas de absorción

Los sistemas que trabajan a través del proceso denominado absorción se basan principalmente en la capacidad de compatibilidad físicas-químicas que presentan sustancias como en el caso de un refrigerante y un absorbente y que por medio de la captación de energía térmica y su posterior acumulación se puede distribuir para su utilización posterior [9].

La particularidad del sistema de absorción es que presenta componentes como un absorbedor donde se lleva lugar la absorción química de una mezcla pobre en concentración de refrigerante en forma líquida y el refrigerante en forma de vapor saturado dando lugar a la formación de una solución fuerte en concentración de refrigerante donde pasa a un generador donde se aporta energía térmica, estos elementos reemplazarían al compresor utilizado en el sistema de refrigeración por compresión [10].

El funcionamiento de los sistemas de absorción se basa en la capacidad de ciertas sustancias para absorber calor:

- Para el amoníaco (NH_3), el agua (H_2O) es el absorbente.
- Para el agua (H_2O), el bromuro de litio (LiBr) es el absorbente.

La energía solar es una muy buena fuente de energía que se puede aprovechar para impulsar los sistemas de refrigeración por absorción, esto se debe a que en estos sistemas la cantidad de energía mecánica que se utiliza es mínima.

Para el correcto funcionamiento de una máquina de refrigeración por absorción se consideran tres principios fundamentales como son:

- a. Cuando el fluido refrigerante se evapore, absorba calor; y cuando se condense, ceda calor.

- b. Que la temperatura de ebullición varíe en función de la presión, es decir, a más presión aumentará la temperatura de ebullición y viceversa [11].
- c. En las mezclas de los refrigerantes, los productos químicos utilizados deben poder disolverse uno en el otro (mezcla azeotrópica) [11].

1.1.1. Clasificación de los sistemas de refrigeración por absorción

Entre los fabricantes de máquinas de absorción se utiliza conceptos como efecto que es el número de generadores ocupados en sistema de refrigeración. En función del número de efectos (generadores) y de combinación de componentes adicionales de los ciclos de refrigeración por absorción se pueden clasificar en:

- a. De simple efecto: máquina de absorción con un solo generador.
- b. De doble efecto: máquina de absorción con dos generadores.
- c. De triple efecto: máquina de absorción con tres generadores

1.1.1.1.Ciclo de simple efecto

El ciclo de absorción de simple efecto tiene buena acogida en sistemas de refrigeración solar, es el más conveniente para trabajar con generadores de energía como colectores solares tipo planos, parabólicos, etc. el funcionamiento normal de una máquina de absorción es aquella que desarrolla en un ciclo frigorífico, aprovechando la capacidad que tienen algunas sustancias [12].

1.1.1.2.Ciclo de doble efecto

Una máquina de absorción de doble efecto surge de la condición de equipos de sistema de refrigeración de simple efecto, con la finalidad de mejorar su capacidad, este ciclo está compuesto de dos generadores de vapor de alta y de baja temperatura, dos recuperadores de calor de la disolución, dos condensadores, dos válvulas de expansión, el evaporador y el absorbedor. Esto es posible en mezcla de $\text{BrLi-H}_2\text{O}$, ya que trabajan con niveles de presión muy bajos, mientras que no es posible en casos para el trabajo con $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, ya que aumentar una nueva etapa origina un incremento de su temperatura de trabajo, y el incremento de presión que esto originaría una estructura muy robusta lo que lo haría factible [12].

1.1.1.3.Ciclo de triple efecto

En este sistema de refrigeración se debe incluir un tercer efecto al ciclo, esto se logra aumentando un tercer generador y condensador, que trabajaran a una temperatura mayor que temperaturas del doble efecto, la temperatura alta del generador en un ciclo de doble efecto esta entre 130 °C - 180 °C, por lo que es necesario contar con una fuente de energía térmica de alta temperatura, esto mejorara el rendimiento, para obtener este resultado es necesario colocar los tres efectos en serie, al colocar el tercero en paralelo la mejora del rendimiento del equipo es más baja [12].

1.1.2. Sistemas de absorción de efecto simple

El sistema de refrigeración de efecto simple representa la base técnica de los sistemas de absorción por tal motivo para nuestro prototipo se ha considerado este tipo de efecto.

El sistema se compone de cuatro elementos principales: generador, evaporador, absorbedor y condensador:

1.1.2.1.Generador

Parte de la máquina de absorción donde se calienta la solución diluida amoniaco-agua hasta que pasa a vapor, pasa en este estado al condensador. La parte que todavía está en estado semi concentrado (la sustancia no está totalmente evaporizada) vuelve otra vez al absorbedor, donde se enfría y, por medio de la bomba, retorna otra vez al generador.

El calentamiento del generador se puede producir por medio de quemador de gas o como en este caso por medio de colectores solares térmicos [11].

1.1.2.2.Evaporador

Recipiente hermético donde está colocado un intercambiador de calor, con una presión muy baja (alrededor de 790 Pa), incidiendo en que el agua se evapore a baja temperatura, a unos 4°C o 7°C. En su interior hay una serie de tubos por donde circula la mezcla que ha sido refrigerada por extracción de calor. El calor extraído del evaporador pasa al absorbedor para mezclarse con el absorbente y volver a realizar el ciclo [11].

1.1.2.3. Absorbedor

Parte fundamental del sistema de absorción, en este elemento se aloja una solución concentrada que pasa al generador, que puede ser bromuro de litio o amoníaco-agua. En el absorbedor el vapor del refrigerante se absorbe procedente del evaporador [11].

1.1.2.4. Condensador

Recibe el vapor de agua desde el generador, su función es enfriarlo para que otra vez pueda recoger el calor del evaporador y efectuar de nuevo el ciclo de absorción. El enfriamiento se efectúa por medio de un haz de tubos donde pasa la mezcla que refrigera el condensador, también se puede utilizar torres de refrigeración o similares [11].

1.1.3. Principio de funcionamiento

Los ciclos de absorción (Figura 1) se basan en sustancias como agua que absorbe vapores del Amoníaco, cuando es acoplado a un equipo colector solar se basa en el principio de condensación y evaporación del refrigerante para la obtención de frío o calor [13].

Este proceso no requiere de un compresor, ya que utiliza energía solar, esto ayuda a que se disminuya ruidos y especialmente el peso, evitando continuos mantenimientos y generando ahorro, obteniendo una mejor eficiencia ya que no tendrá interrupciones, para esto se requiere un tanque de absorción para que se pueda realizar la mezcla de estas sustancias.

Los equipos por absorción solar presentan un COP menor a uno, lo que representa un COP bajo comparado con un equipo que utilice un compresor [14].

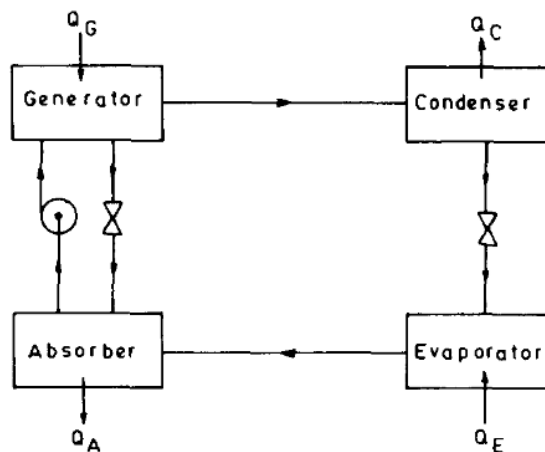


Figura 1. Ciclo de refrigeración por absorción de efecto simple [15]

En este ciclo, la mezcla amoniaco-agua es utilizada como refrigerante que circula por un circuito de baja presión, donde se evapora en un intercambiador de calor, para después ir a un sistema de tuberías y refrigerar las cámaras que se requieran.

Esta solución poco a poco se diluye según va absorbiendo el vapor, la mezcla va hacia el condensador cediendo el calor recibido del generador, después pasa al evaporador por medio de una válvula de expansión, luego el amoniaco se pone como solución concentrada de agua-amoniaco.

La mezcla bromuro-agua posee una menor eficiencia energética que la mezcla amoniaco-agua [16].

1.1.4. Fluido de trabajo en los equipos de absorción

Las máquinas de refrigeración por absorción emplean dos pares de sustancias principalmente, a una de ellas se la denomina fluido refrigerante y la otra absorbente. En los sistemas de refrigeración por absorción se utilizan principalmente dos mezclas para las máquinas de absorción como son el Amoniaco-Agua y el Agua-Bromuro de Litio. Las propiedades de las mezclas mencionadas anteriormente han sido estudiadas con la finalidad de maximizar su rendimiento, condiciones de operación y características, estas son:

1.1.4.1. Solución de amoniaco y agua

El amoniaco cuenta con propiedades termodinámicas óptimas por lo que es muy empleado en sistemas comerciales e industriales donde la temperatura del evaporador es cero o menor. Uno de los refrigerantes inorgánicos (naturales) más conocido es el amoniaco (R717) y su difusión es también importante en esquemas de absorción para aplicaciones a bajas temperaturas (por debajo de -10°C) y potencias por encima de los 1000 kW [17].

Las presiones interiores son elevadas, por lo tanto, están bajo la normativa de reglamento de equipos a presión aprobado por el Real Decreto 1244/1979 y ASME (BPVC) normativa para el diseño de equipos a presión [11, 18, 19].

El amoníaco tiene un olor fuerte que alerta posibles fugas, su uso debe llevarse con las máximas medidas de seguridad, es utilizado ampliamente en refrigeración [20].

1.1.4.2. Solución agua y bromuro de litio

El Bromuro de litio funciona como absorbente (altamente higroscópico), se utiliza en la climatización de viviendas y edificios, donde no es necesario enfriar por debajo de cero grados centígrados [21].

En esta solución, el agua cumple la función de refrigerante por su elevada entalpía de evaporación y condensación [21].

Esta solución presenta inconvenientes como su alta viscosidad y cristalización a altas concentraciones de bromuro de litio [22].

Las máquinas de agua-bromuro litio trabajan por lo general al vacío.

1.2. Energía solar

La cantidad de energía que llega del sol a la tierra es 20000 veces más potente de lo que el planeta necesita, esto es 120000 Tera vatios de irradiación solar en la superficie terrestre [23]. La radiación solar es aprovechada por una variedad de dispositivos con la finalidad de transformarlos en forma de energía térmica o eléctrica [24].

La Unión of Concerned Scientists [25] sostiene que dieciocho días de irradiación solar sobre el planeta sostendría la misma cantidad de energía que la acumulada por todas las reservas mundiales existentes de carbón, petróleo y gas natural.

1.2.1. Radiación solar

Es un flujo de energía en forma de ondas electromagnéticas que son emitidas por el sol debido a que al interior se produce reacciones con pérdida de masa que es la que se convierte en energía. Las ondas electromagnéticas son las que permiten que la energía solar llegue a la superficie terrestre [26].

La luz solar es un conjunto de ondas electromagnéticas que se transmiten en el vacío con la velocidad de la luz, $C=3 \times 10^8$ m/s. La radiación solar se distribuye desde el infrarrojo (abundante, poco energético) hasta el ultravioleta (poco abundante, pero

muy energético). Las ondas de baja frecuencia (infrarrojo) proporcionan calor, las ondas de alta frecuencia (ultravioleta) permiten que se produzca la fotosíntesis [27].

La radiación en el sol es 63450720 W/m^2 . Esta radiación se emite en todas las direcciones viajando 149.6 millones de kilómetros hasta llegar a la atmósfera de la tierra, donde la radiación solar recibida en la atmósfera es de 1353 W/m^2 , a la cual se conoce como constante solar, esta puede variar en el transcurso del año con un $\pm 3 \%$ debido a la elipticidad de la órbita terrestre (Figura 2) [27].

De toda la energía que llega a la atmósfera el 1/3 cae a la superficie terrestre y el 70% de la misma al mar [28].

Debido a la influencia de eventos meteorológicos, así como la dispersión de la luz solar, se puede distinguir a la radiación en función de cómo reciben los objetos a la misma. La radiación directa es la cantidad de radiación solar que no presenta ningún tipo de obstrucción o cambio en su dirección hacia la superficie de la tierra. La radiación difusa sufre la dispersión de su trayectoria original, la radiación es absorbida y reflejada por las nubes [29]. Albedo es la cantidad de radiación directa y difusa que se recibe por reflexión en la superficie terrestre [30].

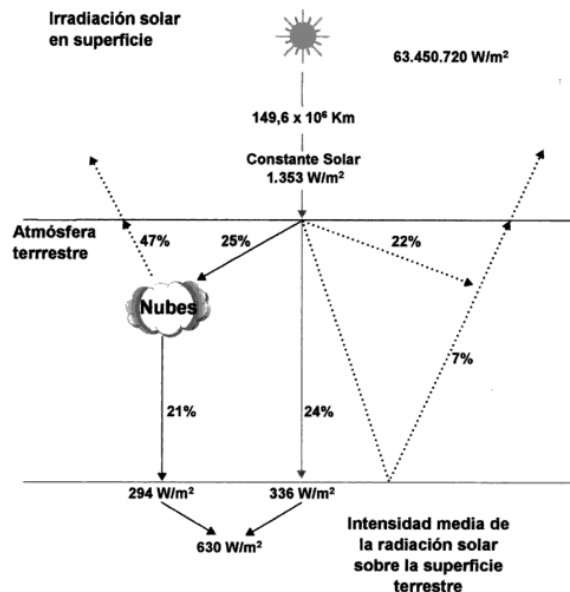


Figura 2. Irradiación solar en la superficie [27]

1.2.2. Radiación solar en el Ecuador

La localización del Ecuador lo convierte en un país privilegiado en el alto nivel de incidencia del recurso solar sobre la superficie del país. Debido al ángulo de incidencia de la luz solar que es perpendicular a la superficie durante todo el año diferenciándose de otros puntos del planeta donde esto varía dependiendo la estación del año. La ventaja de la ubicación del Ecuador se traduce en la recepción de una mayor cantidad de radiación solar, dentro del territorio nacional la radiación varía por las diferentes condiciones climatológicas [31]. La variación va entre 30% y 40% si se la compara con Galápagos [32]. Un valor promedio de la radiación solar global es de 4.6 kWh/m^2 diarios, que corresponde a unos 200 W/m^2 de irradiación media o unos 1680 kWh/m^2 anuales [33].

Según el Atlas solar del Ecuador elaborado por el CONELEC [34] se puede evidenciar en la Figura 3, el alto potencial de insolación en las provincia de Pichincha y por su consiguiente la ciudad de Quito con valores promedios que van desde los 5.5 a 6.0 kWh/m^2 año.

Según las mediciones de la N.A.S.A. a través del programa Surface Meteorology and Solar Energy, la radiación solar global diaria en la ciudad de Quito es de $4.25 \text{ kWh/m}^2/\text{dia}$ [35]. Esto significa un promedio alto de radiación que beneficia el aprovechamiento de sistemas de captación solar en la zona.

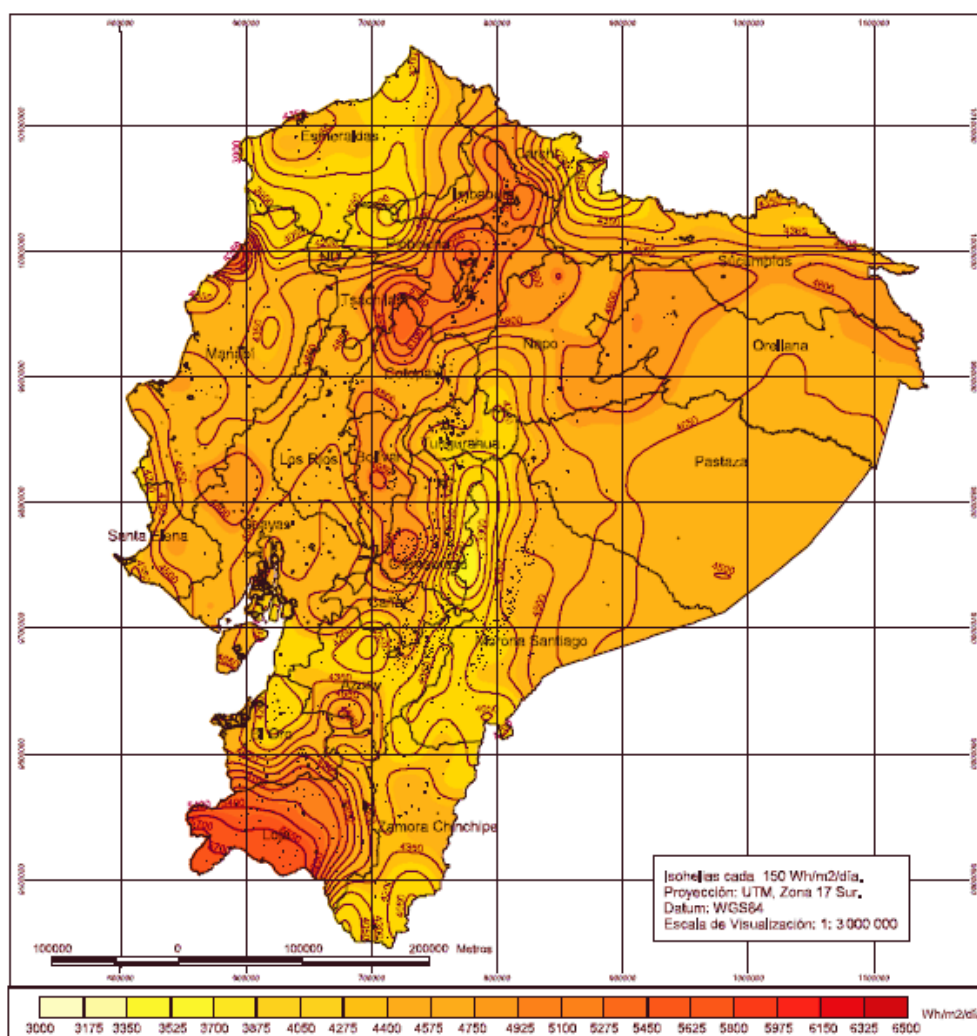


Figura 3. Irradiación solar en Ecuador [34]

1.3. Energía solar térmica

Es la captación de radiación solar y su transformación en calor para el uso y disposición de diversas aplicaciones. Estas transformaciones se realizan mediante dispositivos llamados colectores solares. Un colector solar es un dispositivo que capta energía que aporta la radiación del sol, utilizándola para calentar fluidos que circulan al interior del captador a cierta temperatura [36]. Estos fluidos se pueden destinar para el agua caliente sanitaria, calefacción, refrigeración entre otras aplicaciones [28].

En función de la temperatura alcanzada las instalaciones se pueden dividir en:

- **Baja temperatura:** Utilizadas en aplicaciones de temperatura de hasta aproximadamente 90°C , su aplicación se da en su mayoría en el uso doméstico [37].
- **Media temperatura:** Se emplea en aplicaciones que exigen temperaturas que van de los 90°C hasta los 250°C (Figura 4) [37].
- **Alta temperatura:** Se utilizan en aplicaciones que necesitan temperaturas de fluidos superiores a los 250°C , dentro de este tipo se encuentra las solares termoeléctricas [37].

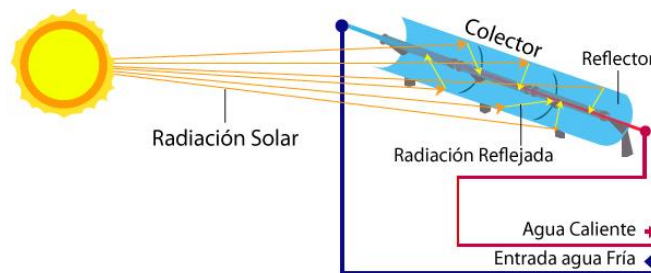


Figura 4. Captador solar de media temperatura [38]

1.4. Tecnología de captación solar para aplicaciones de refrigeración solar

En la refrigeración solar la forma en que se capta y transforma la energía térmica de un fluido es de suma importancia. Todo esto se produce gracias al efecto invernadero que se crea en el interior de la placa del colector solar [39], estos fluidos pueden ser aprovechados ya sea en la utilización de calentamiento de agua sanitaria o en la utilización de sistemas de refrigeración solar.

Actualmente, el mercado dispone de una cantidad de captadores solares de diferentes precios, formas y tamaños con diferentes materiales, para diferentes aplicaciones [36]. De las diferentes tecnologías dos son especialmente útiles en la refrigeración solar, por sus connotaciones relevantes en el intento de lograr mayores rendimientos con un mínimo gasto, estas son: los captadores planos y los captadores de concentración. El precio de estas tecnologías no es elevado, y la temperatura que pueden alcanzar los colectores solares está en los rangos requeridos por las instalaciones de refrigeración solar [40].

1.4.1. Captador solar de tubos de vacío

Según vendan et al. [41] Los captadores de tubo de vacío eliminan las pérdidas de calor hacia el exterior por convección y conducción, de esta manera se alcanzan mayores temperaturas y mayor eficiencia. Estos captadores son baratos, necesitan un techo de instalación menor que los de placa plana. Este captador está compuesto por una hilera de tubos al vacío, cada tubo se conforma por dos tubos de vidrio. El tubo exterior es altamente resistente, construido de vidrio que permite el paso de la radiación. El tubo interno es de vidrio con un recubrimiento especial, el cual tiene excelente absorción y minimiza la reflexión del calor. Entre estos dos tubos se evacua aire y de esta manera se forma un vacío el cual es un aislante del calor como se observa en Figura 5.



Figura 5. Esquema de un captador solar de tubos de vacío [31]

1.4.2. Captador cilindro-parabólico (CCP)

Este tipo de colector enfoca la radiación directa del sol en una tubería absorbente ubicada en una línea focal en el eje del colector (Figura 6). Este tubo recibe un fluido que fluye en su interior y absorbe la energía solar concentrada en las paredes del colector, haciendo que este fluido se caliente. Los CCP sólo pueden usar radiación directa, por este motivo es muy importante que el concentrador modifique su posición con respecto al movimiento del sol. En este tipo de colector pueden suministrar energía térmica de hasta 400°C [42].

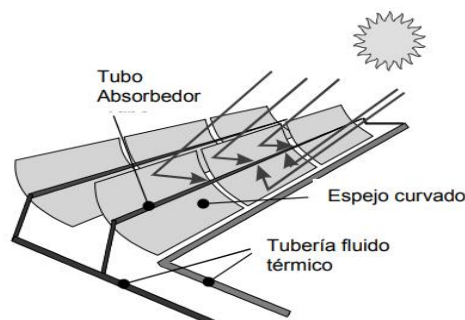


Figura 6. Colector de Concentración Cilindro-parabólicos [43]

1.4.3. Captador de disco parabólico

Los captadores discos parabólicos (Figura 7) cuentan con una mayor eficiencia de conversión de energía solar entre los captadores de concentración. Su eficiencia puede alcanzar el 29.4% [44]. En la última década se ha construido prototipos que producen de 10 kW hasta 100 kW, como la alcanzada por el captador que se desarrolló en la Universidad Nacional de Australia [45]. El fluido ubicado en el receptor puede alcanzar temperaturas de 750°C. Por razones de diseño compacto es aconsejable el uso de suministro de energía en instalaciones remotas e independientes.

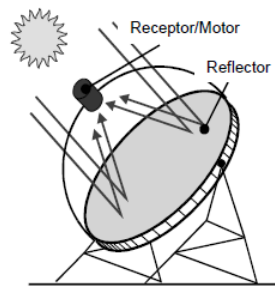


Figura 7. Concentrador de disco parabólico [44]

1.5. Descripción del sistema

El principal objetivo es diseñar y simular un sistema de refrigeración que utilice como fuente de energía a la radiación producida por el sol.

El sistema de refrigeración funciona en un ciclo intermitente con el propósito de trabajar durante ocho horas disponibles, esto permitirá excluir algún tipo de dispositivo de almacenamiento, reduciendo de esta manera el costo del sistema.

Una de las ventajas principales que brinda los sistemas de absorción de tipo intermitente es que prescinde del uso de compresores utilizados en un ciclo continuo, de esta forma se puede llegar a ahorrar la energía que se usa en el funcionamiento de este dispositivo.

Este sistema está formado de los siguientes dispositivos:

- Generador
- Evaporador
- Válvula de expansión
- Condensador

- Absorbedor

El colector solar cumple la función de generador, que durante las horas hábiles de trabajo capta la radiación solar transformándola en energía térmica para utilizar en la regeneración del amoniaco. En el interior del colector solar fluye la solución amoniaco-agua, donde se suministra calor a alta temperatura obteniendo de esta manera vapor de refrigerante a alta presión. El vapor de refrigerante a alta presión y temperatura ingresa al condensador en el cual se rechaza el calor al medio, donde el vapor de refrigerante se condensa en líquido de amoniaco de alta presión. El condensador es refrigerado mediante la circulación de aire entre el serpentín aletado [46]. El líquido refrigerante condensado de alta presión pasa a través de la válvula de expansión, la cual cumple una función de estrangulamiento, su presión y temperatura se reducen repentinamente. El refrigerante (amoniaco) luego ingresa al evaporador [47]. En el evaporador el refrigerante amoniaco a muy baja presión y temperatura ingresa al mismo y produce un efecto de enfriamiento. El refrigerante amoniacoal que pasa a través del evaporador absorbe el calor y se evapora [46]. El vapor del refrigerante a baja presión y temperatura ingresa al absorbedor, donde entra en contacto con una solución que es débil en refrigerante. La solución débil absorbe el vapor del refrigerante y se vuelve una solución fuerte en refrigerante. El calor de absorción es rechazado al disipador de calor externo. La solución que ahora es rica en refrigerante se bombea a alta presión utilizando una bomba de solución que requiere una pequeña cantidad de energía mecánica para su funcionamiento y de esta forma se alimenta al generador (Figura 8) [48].

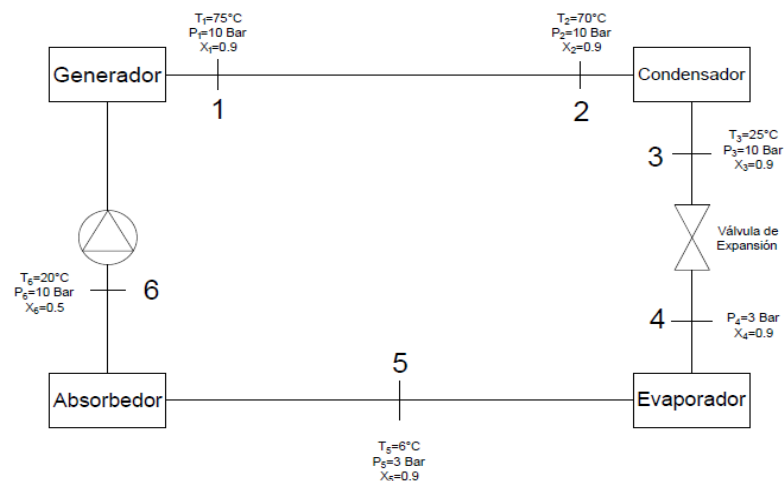


Figura 8. Sistema de refrigeración por absorción.
Elaborado por: Benítez y Martínez

1.6. Balance energético

Para realizar el modelado del sistema de refrigeración por absorción se considerara miramientos tal como, que en los procesos que se llevan a cabo en los elementos del prototipo son ideales, no se tomara en cuenta las pérdidas de la energía y no se tratan en estado transitorio [49].

Para el análisis se evaluará cada uno de los elementos del prototipo de refrigeración de manera independiente, se obtendrá las ecuaciones que describirán la conducta de la solución al pasar por el elemento y se evaluara cada punto de ingreso y salida de cada componente del prototipo.

El generador es el encargado de absorber la energía en forma de calor a una presión y temperatura óptimas para que la solución pueda circular por el sistema. La salida del refrigerante se simboliza en el punto 1 de la Figura 9, en forma de vapor saturado que posteriormente ingresara al condensador. El punto 6 representa el ingreso de la solución concentrada de amoníaco-agua que ingresa en forma de solución liquido saturado [49]

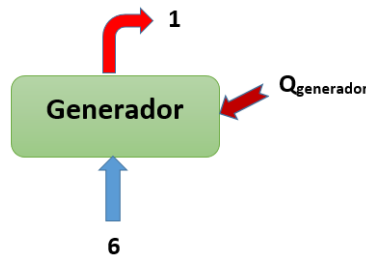


Figura 9. Análisis del generador. Elaborado por: Benítez y Martínez

El balance de masa se interpreta a que la masas que sale es igual a la masa que sale

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 \quad \text{Ec. (1)}$$

Se considera el factor de concentración y se obtiene:

$$\dot{m}_1 \cdot x_1 = \dot{m}_6 \cdot x_6 \quad \text{Ec. (2)}$$

Se realiza el balance de energía interna:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 = \dot{m}_6 \cdot h_6 + Q_{\text{generador}} \quad \text{Ec. (3)}$$

Finalmente se obtiene la ecuación de flujo de calor al despejar Ec. (3):

$$Q_{\text{generador}} = \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad \text{Ec. (4)}$$

El condensador se representa en la Figura 10 y se observa que en el punto 2, ingresa vapor saturado y en su circulación por el elemento se obtiene refrigerante en estado líquido a su salida en el punto 3. Se cede calor al sumidero que sería el medio ambiente esto permitirá la condensación [49].

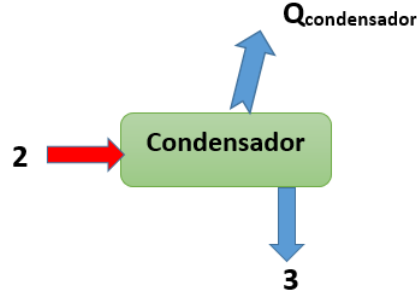


Figura 10. Análisis del condensador. Elaborado por: Benítez y Martínez

En el condensador se produce un cambio de fase de la mezcla por lo tanto la masa se conserva y se obtiene:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad \text{Ec. (5)}$$

Se realiza un balance de energía, se obtiene:

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 = \dot{m}_3 \cdot h_3 + Q_{\text{condensador}} \quad \text{Ec. (6)}$$

Se despeja Ec. (6) y se obtiene:

$$Q_{\text{condensador}} = \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad \text{Ec. (7)}$$

La válvula de expansión es un elemento isoentálpico, se la representa en la Figura 11, en este elemento el flujo másico es constante, en estado líquido saturado y no hay entrada ni salida de energía en los puntos 3 y 4 [49].



Figura 11. Análisis válvula de expansión. Elaborado por: Benítez y Martínez

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad \text{Ec. (8)}$$

En el evaporador se produce el efecto de refrigeración y en donde la mezcla de trabajo se evapora ayudada por el calor del medio ambiente, se lo representa en la fig. donde el flujo de la mezcla se conserva y existe un flujo de calor que se toma del medio ambiente el cual representa la carga térmica [49].



Figura 12. Análisis del evaporador. Elaborado por: Benítez y Martínez

Se sabe que:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_R \quad \text{Ec. (9)}$$

Se realiza el balance de energía y se obtiene:

$$\dot{m}_4 \cdot h_4 + Q_{\text{evaporador}} = \dot{m}_5 \cdot h_5 \quad \text{Ec. (10)}$$

Se reemplaza Ec. (9) en Ec. (10), despejando se obtiene:

$$Q_{\text{evaporador}} = \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_4 h_4 \quad \text{Ec. (11)}$$

El absorbedor se lo representa en la figura. En este elemento se mezcla el vapor del refrigerante y una mezcla débil de amoníaco-agua, la cual formara una solución concentrada que será bombeada al generador para reiniciar el ciclo [49, 50].

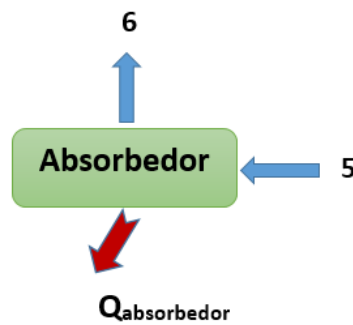


Figura 13. Análisis del absorbedor. Elaborado por: Benítez y Martínez

Realizando un balance de masas y el factor de concentración se obtiene:

$$\dot{m}_5 \cdot x_5 = \dot{m}_6 \cdot x_6 \quad \text{Ec. (12)}$$

Se realiza un balance de energía y se obtiene:

$$Q_{\text{absorbedor}} = \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad \text{Ec. (13)}$$

1.7. Mecanismo de transferencia de calor

Cuando se refiere a los mecanismos de transferencia de calor se habla de las distintas formas en las cuales se transfiere energía térmica entre los objetos [51]. La transferencia de calor se produce como un flujo de energía desde un objeto con una temperatura más alta a un objeto con temperatura más baja. La transferencia de calor continúa hasta que los objetos alcanzan un equilibrio térmico y se encuentran a la misma temperatura [52]. Existen tres formas diferentes de transferencia de calor que son: conducción, convección y radiación.

1.7.1. Conducción

La conducción es la transferencia de energía que se da a través de la materia, es decir de una partícula a otra. Las partículas con mayor energía cinética transfieren energía térmica hacia las partículas con menor energía cinética [53]. La conducción transfiere calor por medio de la colisión molecular, es decir partículas que poseen mayor velocidad colisionan con partículas que poseen velocidades menores, resultado de esta colisión estas partículas más lentas aumentan su energía cinética. La conducción se da en sólidos, líquidos y gaseosos [54].

$$Q = \frac{k A (T_1 - T_2)}{\Delta x} \quad \text{Ec. (14)}$$

\dot{Q} : Calor absorbido (W) .

K: Conductividad térmica del cuerpo $\left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right)$

A: Área de transferencia de calor (m^2)

T1: Temperatura de la región caliente ($^\circ C$)

T_2 : Temperatura de la región fría ($^{\circ}C$)

Δx : Espesor (m).

1.7.2. Convección

Es la forma de transferencia de calor de los fluidos (gas o líquido), debido al movimiento de la masa del fluido que ha sido calentado, por lo tanto sus partículas se encuentran con mucha energía térmica y se alejan de la fuente de calor tomando el lugar de las partículas con menor energía térmica [55, 56]

$$\dot{Q}_{conv} = h A_s (T_s - T_{\infty}) \quad \text{Ec. (15)}$$

\dot{Q}_{conv} : Cantidad de calor absorbida (W)

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección, en $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C} \right)$

T_s : Temperatura de la superficie ($^{\circ}C$)

T_{∞} : Temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie ($^{\circ}C$)

1.7.3. Radiación

No es necesario el contacto para que exista transferencia de calor entre la fuente de calor y el objeto calentado [57]. El calor transferido por este método se lo llama calor radiante el cual se transmite a través del espacio vacío a través de ondas electromagnéticas que viajarán hasta golpear a otras partículas que recibirán esta radiación como energía cinética [51].

$$\dot{Q}_{max} = \sigma A_s T_s^4 \quad \text{Ec. (16)}$$

\dot{Q}_{max} : Cantidad de calor absorbida (W).

σ : Absortividad $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right)$.

A_s : Área superficial (m^2).

1.8. La primera Ley de la termodinámica

Es el principio de conservación de la energía al calor y a los procesos termodinámicos. Esta ley establece que la energía térmica no puede ser creada o destruida; sin embargo, puede transferirse de un lugar a otro y convertirse a otras formas de energía y desde ellas [58].

$$\Delta U = Q + W \quad \text{Ec. (17)}$$

ΔU : Es el cambio total en la energía interna de un sistema.

Q : Es el intercambio de calor entre un sistema y su entorno.

W : Es el trabajo realizado por o en el sistema.

1.8.1. Balance de energía

Es el cambio neto (incremento o disminución) de la energía total del sistema durante un proceso. Es la diferencia entre la energía total que entra y la que sale del sistema durante el proceso [59].

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}} \quad \text{Ec. (18)}$$

E_{entrada} : Energía total que entra al sistema.

E_{salida} : Energía total que sale del sistema.

$\Delta E_{\text{sistema}}$: Cambio en la energía total del sistema.

1.8.2. Coeficiente de desempeño (COP)

Según ASHRAE [60], el COP del sistema de absorción representa la cantidad de refrigeración obtenida en un sistema dividido entre la cantidad de energía que se requiere aportar para obtener esta refrigeración. Los ciclos de refrigeración por absorción presentan un coeficiente de rendimiento muy bajo por lo general menor a uno. Para los sistemas de refrigeración por absorción de efecto simple tienen un COP de enfriamiento máximo de alrededor de los 0.9, pero este puede aumentar hasta 1.2 si el sistema se rediseña con partes adicionales donde se use el calor rechazado del sistema [12, 61].

El COP de enfriamiento es igual al flujo de calor en el evaporador por unidad de flujo de calor en el generador. El trabajo de la bomba de solución es a menudo insignificante en comparación con la entrada de calor, por lo tanto, no se toma en cuenta.

$$COP = \frac{Q_{\text{evaporador}}}{Q_{\text{generador}} + W_{\text{bomba}}} \cong \frac{Q_{\text{evaporador}}}{Q_{\text{generador}}} \quad \text{Ec. (19)}$$

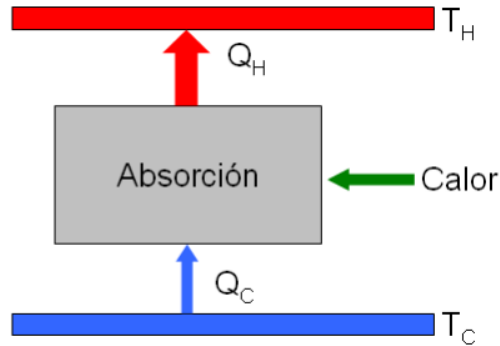


Figura 14. Esquema de ciclo de refrigeración por absorción [62]

1.8.3. Entalpía

Es una combinación de $u + Pv$, es una energía suficiente para empujar un fluido y mantenerlo a presión constante [63].

$$h = u + Pv \quad \text{Ec. (20)}$$

h : Entalpía $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

v : Volumen específico $\left(\frac{m^3}{kg}\right)$

P : Presión (kPa)

u : Energía interna $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

1.8.4. Densidad

Masa por unidad de volumen [63]

$$\rho = \frac{m}{V} \quad \text{Ec. (21)}$$

ρ : Cantidad de calor latente (kg/m^3)

m : Masa (kg)

V : Volumen (m^3)

1.8.5. Volumen específico

Es el volumen por unidad de masa y que depende de la cantidad de materia [63]

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \quad \text{Ec. (22)}$$

v : Cantidad de calor latente $\left(\frac{m^3}{kg}\right)$

m : Masa (kg)

V : Volumen (m^3)

1.8.6. Carga térmica

En un sistema de refrigeración su carga térmica la determina el calor que proporciona todas sus fuentes, contribuyendo a una mejor eficiencia del sistema [63].

$$Q = C_p m (T_e - T_F) \quad \text{Ec. (23)}$$

T_e : Temperatura de entrada del producto ($^{\circ}C$)

T_F : Temperatura final del producto sin llegar a congelarse ($^{\circ}C$)

Q : Cantidad de energía térmica sensible (kJ)

C_p : Calor específico $\left(\frac{kJ}{kg \cdot ^{\circ}C}\right)$

1.9. Aislantes térmicos

Aislante térmico es un material usado en varias construcciones, proyectos, manufacturas, etc., ya que poseen alta resistencia térmica, porque evitan el paso, ganancia y pérdida de calor entre dos materiales, manteniendo más estable el sistema.

En la Tabla 1 se evidencia las propiedades de diferentes tipos de aislantes.

Tabla 1. Aislantes térmicos para instalaciones frigoríficas [64]

Material (m^2)	Conductividad ($\frac{W}{m \cdot K}$)	Espesor (mm)	Peso (kg)
Lana de vidrio	0.035	100	2.55
Aglomerado de Corcho	0.045	100	11
Lana de Roca	0.037	100	12.05
Perlita expandida	0.050	100	15.00
Fibra de Algodón	0.039	100	2.50
Espuma de Poliuretano	0.023	100	10
Lana de Cáñamo	0.042	100	3.10
Panel de celulosa	0.039	100	23
Poliestireno Expandido	0.046	100	1
Poliestireno Extruido	0.036	100	3
Placa de Lino	0.040	100	3.10
Fibras de madera	0.060	100	0.40

CAPÍTULO II

ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

2.1. Estudio de alternativas de tipo de colectores solares

En este capítulo se estudiará las alternativas para el proceso requerido que servirá para realizar su diseño y simulación.

Cada alternativa seleccionada será revisada para posteriormente realizar un comparativo evaluando su rendimiento, mantenimiento y funcionalidad entre otros, que permitirá tomar una decisión final para su elección.

- a. Colector de tubos de vacío.
- b. Captador de disco parabólico.
- c. Captador solar cilindro parabólico.

2.1.1. Colector de tubos de vacío (alternativa 1)



Figura 15. Colectores de Tubo de Vacío [65].

2.1.1.1. Análisis de Alternativa 1:

Estos colectores solares de tubos de vacío por su tecnología son eficientes en su rendimiento, permitiendo receptar energía en días nublados; tiene un buen desempeño para bajas temperaturas. Estos colectores al estar en vacío reducen sus pérdidas hasta un 5%, incrementando su rendimiento [66].

2.1.1.2. Ventajas:

- Sus pérdidas son pequeñas por convección.
- Permite realizar su armado por partes sin necesidad de grúas u otra maquinaria.
- Su forma de tubo redondo hace que se aproveche la radiación en todo el día.
- Por su diseño permite girar su ángulo para mejor captación de calor.
- Utilizado en calefacción y procesos industriales.
- Tienen buena estética ya que permanecen sobre el techo.
- Sus tubos tienen alta resistencia a impactos [67].

2.1.1.3. Desventajas:

- Los tubos son sensibles a generar incrustaciones, que afectan a mediano plazo.
- Su costo es elevado, entre USD 2399 y USD 8854 [68]. Lo que hace que muy pocos puedan acceder a esta tecnología.
- Se requiere de espacio donde va ser ubicado y que contenga un soporte para sujetarlo.
- Requiere tubos de un diámetro mayor y la superficie del intercambiador debe ser más grande.
- Para el caso de colocar para edificios, la cantidad de energía puede reducirse, si no se tiene la cantidad adecuada de calor en el día [69].
- Son muy sensibles a la presión, para bajas temperaturas se debe colocar una protección sino no se puede utilizar, ya que puede romperse los tubos y dañar el equipo [70].

2.1.2. Captador disco parabólico (Alternativa 2)

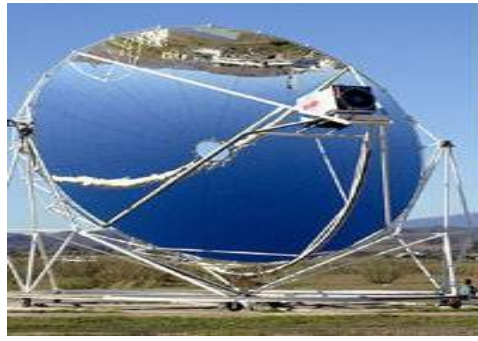


Figura 16. Captador de disco parabólico [71].

2.1.2.1. Análisis de Alternativa 2:

El captador solar de disco parabólico está formado por una superficie que recepta la radiación solar, misma que se concentra en el disco parabólico.

La energía térmica alcanzada se convierte en energía mecánica, esta es aprovechada para generar energía eléctrica a través de un alternador, también se puede utilizar para generar vapor que puede ser usado en varios procesos.

Tiene muy buena eficiencia, buen funcionamiento y capacidad de trabajo, con el 31.25% de eficiencia en la conversión de energía solar a eléctrica [72].

2.1.2.2. Ventajas:

- Reduce el precio de sus componentes con elementos estándar para la industria.
- Fácil montaje gracias al uso de herramientas de fácil uso y de características especiales [73].

2.1.2.3. Desventajas:

- Tiene un costo muy elevado, por lo que es difícil acceder a esta tecnología.
- Se requiere un amplio espacio en el lugar que se va a instalar, debe tener una estructura sólida para colocar sobre la misma ya que es pesada.
- Es necesario colocar varios si se usa en edificios ya que no puede satisfacer la energía requerida.

- Su disco parabólico es muy sensible, debe colocarse en lugares donde no haya residuos o vientos turbulentos, ya que estos pueden golpear y dañar el disco.

2.1.3. Captador solar cilindro parabólico. (Alternativa 3)



Figura 17. Colector cilindro parabólico [74].

2.1.3.1. Análisis de alternativa 3:

El colector cilindro parabólico se compone por un espejo, que direcciona la radiación solar, la cual se concentra en un tubo absorbedor que está junto a la distancia focal de su cilindro parabólico.

El absorbedor concentra la radiación y hace que se caliente el fluido que recircula por el interior del tubo, de esta manera se da calor al fluido que circula mediante energía térmica producto de la radiación [75].

2.1.3.2. Ventajas:

- Con este tipo de colector se puede obtener hasta 450°C , obteniendo una mejor eficiencia.
- Tiene una caída de presión muy baja por medio del tubo absorbente.
- El fluido que circula por los conductos puede variar según la temperatura que se requiera.
- Tiene diferentes tipos de espejos, facilitando los requerimientos que se tenga.
- Su mecanismo puede seguir al sol durante el día, o puede estar estático, garantizando mayor eficiencia de energía [76].

- La tecnología de este sistema es la mejor y avanzada de todos los colectores solares.
- Tiene un bajo costo, es por eso, que hay varias industrias que se dedican a su comercialización [77].

2.1.3.3. Desventajas:

- Su comercialización no es muy frecuente.
- Su costo resulta elevado, si se requiere con un mecanismo automático para seguir al sol.
- Para sistemas que requieran grandes demandas de energía se deben implementar bombas para tener una constante recirculación del fluido [78].

2.1.4. Identificación de necesidades

Las principales necesidades que se toman en consideración, para una adecuada selección del diseño y simulación de un colector solar son:

- **Rendimiento:** Está relacionado con la capacidad de enfriamiento a una potencia de enfriamiento de 10 W o una carga de 3.5 kg.
- **Económico:** La implementación del sistema debe ser rentable.
- **Confiabilidad y seguridad:** El refrigerador solar debe brindar la más alta seguridad y confiabilidad al momento de ser usado.
- **Mantenimiento:** El equipo debe ser de fácil mantenimiento y de bajo costo.
- **Impacto ambiental:** La necesidad de no tener afectación al ambiente, es un punto importante para la evaluación de la alternativa ganadora, el uso adecuado de energías limpias primará en la selección.

2.1.5. Selección de la mejor alternativa para el diseño y simulación de un refrigerador por ciclo de absorción amoníaco-agua acoplado a un colector solar

Para elección de la mejor alternativa para el refrigerador solar, se identificará los diferentes aspectos mencionados, además se realizará un análisis cuantitativo comparando las alternativas planteadas.

El método para selección de alternativa se realiza en base a una escala numérica del número 1 al número 4, donde 1 es la evaluación más baja y 4 la evaluación más alta [79].

A continuación, se utiliza el método de matriz de alternativas:

- 4 = Excelente
- 3 = Muy Buena
- 2 = Buena
- 1 = Mala

Evaluando cada uno de los criterios se selecciona la alternativa más adecuada para el sistema y se evalúan los diferentes criterios en las tablas que se presentan a continuación.

Tabla 2. Evaluación de criterios

EVALUACIÓN DE CRITERIOS			
NOMBRE DEL CONCEPTO A CALIFICAR			
CRITERIO DE EVALUACIÓN	DEFINICIÓN	ESCALA	UNIDAD DE MEDIDA/CUANTIFICACIÓN
RENDIMIENTO	Capacidad de enfriamiento a una potencia de 10 W o 3.5 kg.	4	Alta capacidad de enfriamiento
		3	Moderada capacidad de enfriamiento
		2	Poca capacidad de enfriamiento
		1	Escasa capacidad de enfriamiento
ECONÓMICOS	Costo respecto a otras tecnologías	4	Muy competitivo
		3	Bajo competitivo

		2	Moderado
		1	Alto
CONFIABILIDAD Y SEGURIDAD	Confiabilidad y Seguridad en la operación	4	Alta confiabilidad y seguridad de operación
		3	Moderada confiabilidad y seguridad de operación
		2	Baja confiabilidad y seguridad de operación
		1	Escasa confiabilidad y seguridad de operación
AMBIENTE	Impacto Ambiental	4	Alta impacto ambiental con la naturaleza
		3	Moderado impacto ambiental con la naturaleza
		2	Bajo impacto ambiental con la naturaleza
		1	Escaso impacto ambiental con la naturaleza
MANTENIMIENTO	Facilidad en mantenimiento a largo plazo	4	Alta facilidad en mantenimiento a largo plazo
		3	Moderada facilidad en mantenimiento a largo plazo
		2	Baja facilidad en mantenimiento a largo plazo
		1	Escasa facilidad en mantenimiento a largo plazo

Elaborado por: Benítez y Martínez

Tabla 3. Identificación de criterios

EVALUACIÓN DE CRITERIOS	
Asignación de Valores	
Criterios de Evaluación	
IDENTIFICACIÓN	DESCRIPCIÓN
A	Rendimiento
B	Económicos
C	Confiabilidad Y Seguridad
D	Ambiente
E	Mantenimiento

Elaborado por: Benítez y Martínez

Tabla 4. Matriz de criterios

MATRIZ DE CRITERIOS							
A	A	A	A	A	A	5	40%
	B	B	B	B	B	4	26%
		C	C	C	C	3	16%
			D	D	D	2	11%
				E	E	1	7%
Total						15	100%

Elaborado por: Benítez y Martínez

Tabla 5. Matriz de evaluación de criterios.

MATRIZ DE EVALUACIÓN DE CRITERIOS				
CRITERIO DE EVALUACIÓN	%	CONCEPTO	CALIFICACIÓN	TOTAL
RENDIMIENTO	40	Colector de tubos de vacío	2	0.8
		Captador de disco parabólico	2	0.8
		Captador solar cilindro parabólico	4	1.6
ECONÓMICOS	26	Colector de tubos de vacío	2	0.6
		Captador de disco parabólico	2	0.6
		Captador solar cilindro parabólico	3	0.9
CONFIABILIDAD Y SEGURIDAD	16	Colector de tubos de vacío	3	0.48
		Captador de disco parabólico	4	0.64
		Captador solar cilindro parabólico	4	0.64
AMBIENTE	11	Colector de tubos de vacío	3	0.33
		Captador de disco parabólico	3	0.33
		Captador solar cilindro parabólico	4	0.44
MANTENIMIENTO	7	Colector de tubos de vacío	3	0.21
		Captador de disco parabólico	3	0.21
		Captador solar cilindro parabólico	3	0.21
Total Opción 1	100	Colector de tubos de vacío	2.42	
Total Opción 2	100	Captador de disco parabólico	2.58	
Total Opción 3	100	Captador solar cilindro parabólico	3.79	

Elaborado por: Benítez y Martínez

Tabla 6. Desempeño de alternativas.

Desempeño de las alternativas	
Alternativas	Total
Colector de tubos de vacío	2.42
Captador de disco parabólico	2.58
Captador solar cilindro parabólico	3.79

Elaborado por: Benítez y Martínez

2.1.6. Análisis de resultados

Los resultados muestran que el desempeño del captador solar cilíndrico parabólico con un total de 3.79 es la mejor opción para el sistema de refrigeración solar.

2.2. Mezcla de trabajo seleccionada

La mezcla seleccionada para trabajo en el sistema de refrigeración solar es la de amoníaco-agua, debido a las bajas temperaturas que se pueden obtener en el evaporador. El amoníaco es fácilmente soluble en agua en un rango extenso de condiciones de trabajo, no presenta problemas de cristalización y tiene una excelente afinidad con el absorbente (agua) [80]. El costo y la disponibilidad del amoníaco como refrigerante es menos costoso que los clorofluorocarbonos (CFCs) o hidroclorofluorocarburos (HCFCs). Al ser una sustancia natural la misma no se caduca, no es inflamable, ni corrosiva. El amoníaco es un compuesto que se halla naturalmente en el medio ambiente y es abundante [81].

Entre sus desventajas se pueden mencionar la incompatibilidad del amoníaco con el cobre o sus aleaciones, usualmente se utiliza materiales ferrosos o de aluminio para su diseño o construcción.

En grandes concentraciones esta sustancia se convierte en un componente tóxico, sin embargo el amoníaco cuenta con un olor característico que alerta posible fugas en los equipos [82].

2.2.1. Propiedades de la mezcla

La mezcla amoníaco-agua es una solución acuosa también denominada agua amoniacal o hidróxido de amonio; la mezcla varía conforme el grado de concentración

del amoníaco presente en la solución, es así que se puede encontrar el amoníaco doméstico, que es una solución del 5% a 10% en agua diluida, hasta llegar al amoníaco anhidro que es prácticamente puro, con un porcentaje mayor a 99% [83].

Según Tillner & Friend [84] termodinámicamente la mezcla agua-amoníaco es una sustancia fuertemente polar. Las temperaturas críticas (T_c) difieren considerablemente entre sustancias, para el amoníaco, $T_c=405.40$ K y para el agua $T_c=647.1$ K. La presión crítica (p_c) para el agua es de 22.06 MPa y para el amoníaco es 11.34 MPa. El punto de ebullición del agua es 373.13 K, que es aproximadamente 135°K más alto que el punto de ebullición del amoníaco que es de 239.82 K. La mezcla amoníaco-agua puede cubrir rangos de temperaturas comprendidos por debajo de los 200 K a 647.1 K.

Un pie cúbico de amoníaco líquido a 288.71°K (15.56°C) se expande hasta 850 pies cúbicos de gas.

En sistemas de refrigeración, el líquido se acumula en contenedores herméticos a una baja presión. Cuando se libera la presión, el líquido se evapora rápidamente formando un vapor o gas invisible. La rápida evaporación hace que la temperatura del líquido baje hasta que alcanza el punto de ebullición normal de 239.82 K, un efecto similar ocurre cuando el agua se evapora de la piel y la enfría. Esta es la razón por la cual el amoníaco se usa en sistemas de refrigeración [83].

CAPÍTULO III

CÁLCULOS, SELECCIÓN Y DISEÑO DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR CICLO DE ABSORCIÓN AMONÍACO-AGUA ACOPLADO A UN COLECTOR SOLAR DE TIPO INTERMITENTE CON CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO DE 10 W.

3.1. Introducción

En capítulos anteriores se ha descrito el principio de funcionamiento del sistema, se ha estimado el recurso energético presente en el Ecuador, específicamente en la Ciudad de Quito. Se realizó la selección del tipo de colector solar, y tipo de mezcla utilizada en el sistema. Adicionalmente es indispensable conocer los diferentes agentes que intervienen e influyen en el diseño y simulación de este tipo de sistema de refrigeración.

El sistema de refrigeración por absorción que utiliza amoníaco-agua se diseñará con un periodo de funcionamiento de ocho horas lo cual representa las horas hábiles de trabajo en un panorama de irradiación directa y que corresponde a un periodo real donde se puede proporcionar el efecto refrigerante [4, 85] .

En la cámara de enfriamiento del prototipo se ha considerado una potencia de 10 W lo que equivale aproximadamente a una carga de enfriamiento de 3.5 kg de agua [3, 4].

3.2. Condiciones preliminares del diseño

Para iniciar el diseño preliminar del prototipo de refrigeración se requiere establecer parámetros de operación adecuados para un correcto funcionamiento del sistema de tal forma que satisfaga los requerimientos para una buena conservación de productos refrigerados.

En el interior de la cámara de refrigeración se ha estimado una temperatura de enfriamiento de 6°C, temperatura adecuada para el enfriamiento de agua [4, 85] . Los datos ambientales para el cálculo y diseño de cada uno de los dispositivos del sistema se encuentran especificados en la Tabla 7 y los datos que representan valores de Datos

Meteorológicos de Inamhi – Iñaquito a través del promedio de estos valores se establece una temperatura ambiente de 21°C.

Para la ciudad de Quito se considera una temperatura ambiente de 21°C por lo tanto se establece una presión de trabajo de 8.9 Bar en el Anexo A.7. Para asegurar que el sistema funcione en base a la temperatura requeridas se fija una presión de 10 Bar a alta presión y 3 Bar a baja presión [86].

El colector solar cilindro parabólico se diseñó de acuerdo a las dimensiones de experiencias anteriores [87, 88], debido a que mediante sus características de diseño se puede alcanzar con facilidad la temperatura de 80°C requerida para el funcionamiento del sistema en estudio.

En el absorbedor se utiliza una concentración de 0.5 en mezcla NH₃-H₂O, determinada en el Anexo A.11. En el generador se cuenta con una concentración de 0.9 en mezcla diluida NH₃-H₂O, determinada en el Anexo A.11, utilizando la temperatura y presión en el correspondiente punto del sistema [85].

Tabla 7. Datos Meteorológicos de la ciudad de Quito (Anuario Meteorológico INAMHI) [89] .

DATOS METEOROLÓGICOS (ANUARIO METEOROLÓGICO) DE QUITO									
Provincia: Pichincha					Latitud: 0° 10' 0'' S				
Estación: INAMHI – IÑAQUITO					Longitud: 78° 29' 0'' W				
Año: 2011					Altitud: 2789 metros				
Mes	Temperaturas del aire a la sombra (°C)			Humedad Relativa (%)			Viento Velocidad (km/h)		Punto de Rocío (°C)
	Medias								
	Máxima	Mínima	Mensual	Máxima	Mínima	Media	Máxima	Media	
Enero	21.2	10.0	14.6	98	37	78	25.2	2.5	10.5
Febrero	20.4	10.2	14.3	98	47	83	28.8	2.2	11.2
Marzo	20.0	9.8	13.9	98	52	82	21.6	2.0	10.6
Abril	19.7	10.3	13.9	98	50	84	21.6	1.7	11.1
Mayo	21.9	10.4	15.5	98	42	77	25.2	2.3	11.1

Junio	21.4	10.6	15.3	96	44	72	28.8	2.6	10.0
Julio	21.1	10.1	14.9	97	44	71	28.8	2.4	9.2
Agosto	22.4	10.1	15.4	98	40	66	28.8	3.1	8.5
Septiembre	22.2	10.5	15.5	94	39	67	28.8	3.0	8.8
Octubre	21.3	10.0	14.4	96	40	74	21.6	2.3	9.3
Noviembre	22.1	9.8	14.6	99	32	72	-	2.2	9.1
Diciembre	21.3	10.0	14.6	100	41	77	21.6	2.1	10.3
Valor anual	21.3	10.2	14.7	100	32	75	-	2.0	10.0

3.3. Determinación de la carga de refrigeración en el evaporador:

a. Carga De Transmisión Por Paredes.

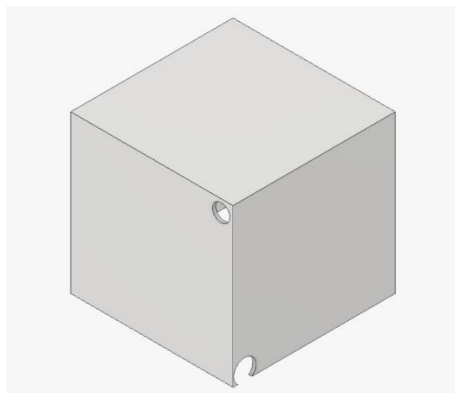


Figura 18. Dimensiones de cámara de refrigeración del evaporador. Elaborado por: Benítez y Martínez

Largo (a): 0.3 m
 Ancho (b): 0.3 m
 Altura (c): 0.3 m

b. Cálculo de la superficie de paredes

$$S = 2[(a \cdot b) + (b \cdot c) + (a \cdot c)] \quad \text{Ec. (24)}$$

$$S = 2 [(0.09) + (0.09) + (0.09)]$$

$$S = 0.54 \text{ m}^2 \approx 5.8126 \text{ ft}^2 \quad \text{Ec. (25)}$$

c. Balance De Energía

Se realiza un balance de energía en una superficie donde se determina que el calor de convección es igual al calor de conducción:

$$E_{entra} = E_{sale}$$

$$q_{convección} = q_{conducción} \quad \text{Ec. (26)}$$

$$h_e A (T_{\infty} - T_{se}) = \frac{k_{aislante} A (T_{se} - T_{si})}{b} \quad \text{Ec. (27)}$$

Se despeja espesor de aislamiento (b) de Ec. (27):

$$b = \frac{k_{aislante} (T_{se} - T_{si})}{h_e (T_{\infty} - T_{se})} \quad \text{Ec. (28)}$$

Donde:

b: Espesor de aislante

$k_{aislante}$: Conductividad térmica del aislante

T_{se} : Temperatura superficial exterior

T_{si} : Temperatura superficial interior

T_{∞} : Temperatura ambiente

h_e : Coeficiente de convección exterior

La temperatura exterior pertenece a la temperatura ambiente definida en la sección 3.2 obtenida mediante la tabla 7, que corresponde a la temperatura máxima anual de 21°C. Según Boas [4] la temperatura de superficie exterior y la temperatura de ambiente en la cámara de enfriamiento del evaporador varía en un porcentaje de hasta el 9%, es decir la temperatura de pared externa bajara en este porcentaje, conforme esta premisa se pudo establecer una temperatura de superficie de pared externa de $T_{se} = 17^{\circ}\text{C}$ y la temperatura de superficie interior de 6°C.

$$T_f = \frac{T_{\infty} + T_{se}}{2} \quad \text{Ec. (29)}$$

- T_{∞} : Temperatura de fluido
- T_{se} : Temperatura de pared de superficie exterior

Se reemplaza los valores en Ec. (29), se obtiene:

$$T_f = \frac{21^{\circ}\text{C} + 17^{\circ}\text{C}}{2} = 19^{\circ}\text{C}$$

Del **Anexo 1** se determina interpolando las diferentes propiedades del aire a una temperatura de 19°C.

$$\nu = 1.5068 \times 10^{-5} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

$$\text{Pr} = 0.73118$$

$$\beta = \frac{1}{292} (\text{K}^{-1})$$

$$k = 0.025064 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right)$$

El número de Rayleigh (Ra_L) se expresa como:

$$Ra_L = \frac{g \beta (T_{\infty} - T_{se}) Lc^3 \text{Pr}}{(\nu^2)} \quad \text{Ec. (30)}$$

En donde:

g : Aceleración gravitacional

β : Coeficiente de expansión volumétrica

T_{se} : Temperatura de pared superficial exterior

T_{∞} : Temperatura de fluido

Lc : Longitud característica de la configuración geométrica

Pr : Número de Prandtl

ν : Viscosidad cinemática del fluido

Se reemplaza valores en Ec. (30) se obtiene:

$$Ra_L = \frac{9.81 \cdot \frac{1}{292} \cdot (294 - 290) \cdot (0.30^3) \cdot 0.73118}{(1.5068 \cdot 10^{-5})^2}$$

$$Ra_L = 11684845.973$$

d. Placa Vertical De La Cámara De Enfriamiento En El Evaporador

El número de Nusselt (Nu_L) está definido como:

$$Nu = \left(0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2 \quad \text{Ec. (31)}$$

Ra_L : Número de Rayleigh

Pr : Número de Prandtl

Se reemplaza valores en Ec. (31) se obtiene:

$$Nu_L = \left(0.825 + \frac{0.387 \cdot (11684845.973)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{0.73118} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2$$

$$Nu_L = 32.7497$$

El coeficiente de transmisión de calor por convección (h_e) está definido como:

$$h_e = \frac{k \cdot Nu_L}{L} \quad \text{Ec. (32)}$$

k : Conductividad térmica

Nu_L : Número de Nusselt

L : Longitud

Se reemplaza valores en ecuación Ec. (32):

$$h_e = \frac{0.025064 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 32.7497}{0.30 m}$$

Se obtiene:

$$h_e = 2.73613 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Finalmente, se calcula el espesor del aislamiento de la pared vertical reemplazando valores en Ec. (28) y con una conductividad térmica correspondiente al aislamiento de espuma de Poliuretano definido en el **Anexo 2** se reemplaza:

$$b_{pared,vertical} = \frac{0.03 \frac{W}{m \cdot K} \cdot (17^{\circ}C - 6^{\circ}C)}{2.73613 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot (21^{\circ}C - 17^{\circ}C)}$$

Se obtiene:

$$b_{pared,vertical} = 0.030 \text{ m}$$

e. Placa Inferior Horizontal De La Cámara De Enfriamiento En El Evaporador

Utilizando el **Anexo 3** que es la correlación empírica del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre superficies, y con configuración geométrica de superficie inferior de placa caliente (o superficie superior de placa fría), se tiene:

$$10^5 \leq Ra_L \leq 10^{11}$$

$$Nu = 0.27 Ra_L^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ec. (33)}$$

Se define la ecuación de Longitud de superficie horizontal como:

$$L_c = \frac{A_s}{p} \quad \text{Ec. (34)}$$

En donde:

A_s : Área superficial

p : Perímetro

La longitud característica (L_c) para una superficie horizontal cuadrada es:

$$L_c = \frac{a}{4} \quad \text{Ec. (35)}$$

Se reemplaza valores en Ec. (35) se obtiene:

$$L_c = \frac{0.30 \text{ m}}{4} = 0.075 \text{ m}$$

Se reemplaza valores en Ec. (30), que corresponde con el cálculo del número de Rayleigh:

$$Ra_L = \frac{9.81 \frac{m}{s^2} \cdot \frac{1}{292 \text{ K}} \cdot (294 - 290) \text{ K} \cdot (0.075 \text{ m})^3 \cdot 0.73118}{(1.5068 \cdot 10^{-5})^2 \frac{m^4}{s^2}}$$

Se obtiene:

$$Ra_L = 182.576 \times 10^3$$

Se reemplaza valores en Ec. (33):

$$Nu_L = 0.27 \cdot (182.576 \times 10^3)^{\frac{1}{4}}$$

Se obtiene:

$$Nu_L = 5.58116$$

Se reemplaza valores en Ec. (32), correspondiente con en el coeficiente de transmisión de calor por convección (h):

$$h = \left(\frac{0.025064 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 5.58116}{0.075 m} \right)$$

Se obtiene:

$$h = 1.86515 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Se reemplaza valores en la Ec. (28) y con una conductividad térmica correspondiente al aislamiento de espuma de Poliuretano definido en el **Anexo 2** se obtiene:

$$b_{horizontal, inferior} = \frac{0.03 \frac{W}{m \cdot K} \cdot (17 - 6)^\circ C}{1.86515 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot (21 - 17)^\circ C}$$

Por lo que el espesor de la pared horizontal inferior de la cámara de refrigeración del evaporador es:

$$b_{horizontal, inferior} = 0.044 m$$

f. Placa Superior Horizontal De La Cámara De Enfriamiento En El Evaporador

Utilizando el **Anexo 3** correspondiente a las correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre superficies y con una configuración geométrica de superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría):

$$10^4 \leq Ra \leq 10^7$$

$$Nu_L = 0.54 \cdot (Ra_L)^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ec. (36)}$$

Se reemplaza valores en la Ec. (30) que corresponde con el cálculo del número de Rayleigh se obtiene:

$$Ra_L = 182.576 \times 10^3$$

Se reemplaza valores en Ec. (36):

$$Nu_L = 0.54 \cdot (182.576 \times 10^3)^{\frac{1}{4}}$$

Se obtiene:

$$Nu_L = 11.1623$$

Se reemplaza valores en Ec. (32), correspondiente con en el coeficiente de transmisión de calor por convección (h_e):

$$h_e = \frac{0.025064 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 11.1623}{0.075 \text{ m}}$$

Se obtiene:

$$h_e = 3.73 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Se reemplaza valores en Ec. (28) correspondiente al espesor de aislamiento de pared horizontal superior:

$$b_{horizontal,superior} = \frac{0.03 \frac{W}{m \cdot K} \cdot (17-6)^\circ C}{3.73 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot (21-17)^\circ C}$$

Se obtiene:

$$b_{horizontal,superior} = 0.022 \text{ m}$$

Para facilitar el diseño de la cámara de enfriamiento del evaporador se determinará un promedio de espesor de aislamiento:

$$b = \frac{4A_v \cdot b_{pared,vertical} + A_h \cdot b_{horizontal,inferior} + A_h \cdot b_{horizontal,superior}}{A_T} \quad \text{Ec. (37)}$$

f. A_v : Área pared vertical

g. A_h : Área pared horizontal

h. A_T : Área total

Se reemplaza valores en la Ec. (37):

$$b = \frac{4 \cdot (0.30 \cdot 0.30) \text{ m}^2 \cdot 0.030 \text{ m} + (0.30 \cdot 0.30) \text{ m}^2 \cdot 0.044 \text{ m} + (0.30 \cdot 0.30) \text{ m}^2 \cdot 0.022 \text{ m}}{6 \cdot (0.30 \cdot 0.30) \text{ m}^2}$$

Se obtiene el espesor promedio de aislamiento:

$$b = 0.031 \text{ m} = 31 \text{ mm}$$

El espesor del aislamiento que tendrá cada pared de la cámara de enfriamiento es de 31mm. Se utilizará para el diseño de las paredes, planchas de acero inoxidable AISI 430 BA (acabado espejo) de espesor de 1mm sus propiedades se evidencian en el **Anexo 4**.

g. Cálculo De Carga Por Transmisión Por Paredes

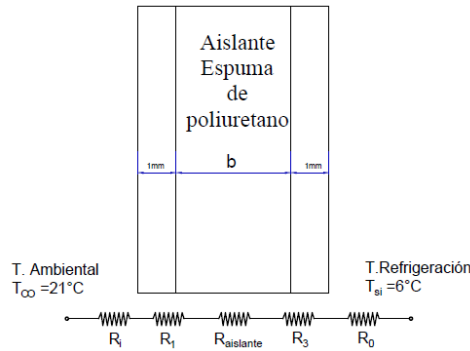


Figura 19. Pared de la cámara de la cámara de enfriamiento del evaporador.

Elaborado por: Benítez y Martínez

Se determinará la ganancia de calor debido a que el aislante no es en su totalidad efectivo, se utiliza la ecuación:

$$Q = \frac{T_{\infty} - T_{si}}{\frac{1}{h_e \cdot A} + \frac{b}{k_{aislante} \cdot A}} \quad \text{Ec. (38)}$$

Utilizando el **Anexo 2** se determina la conductividad térmica de espuma de poliuretano igual ha $0.03 \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$, se considera el espesor del aislamiento para calcular la ganancia de calor en la **pared horizontal inferior**, reemplazando en Ec. (38) se tiene:

$$Q = \frac{21^\circ C - 6^\circ C}{\frac{1}{1.86515 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 0.09 m^2} + \frac{0.031 m}{0.03 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 0.09 m^2}} = 0.87 W$$

Para **pared horizontal superior**, se tiene:

$$Q = \frac{21^\circ C - 6^\circ C}{\frac{1}{3.73 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 0.09 m^2} + \frac{0.031 m}{0.03 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 0.09 m^2}} = 1.04 W$$

Para **paredes laterales, posterior y frontal**, se tiene:

$$Q = \frac{21^\circ C - 6^\circ C}{\frac{1}{2.73613 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 0.09 m^2} + \frac{0.031 m}{0.03 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 0.09 m^2}} = 0.97 W$$

$$Q = 0.97 W \times 4 = 3.88 W$$

La ganancia de calor total a través de las paredes, es:

$$Q_{paredes} = 5.8 W = 0.05 kWh$$

Aporte calorífico a través de las paredes es de $5.8 W = 0.0464 \left(\frac{kWh}{día} \right)$ en un periodo de trabajo de 8 horas.

h. Carga Del Producto

La siguiente ecuación muestra como calcular el calor transferido en el sistema:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad \text{Ec. (39)}$$

En donde:

m: Caudal másico

C_p : Capacidad de calor específico

ΔT : Diferencia de temperatura

De la tabla del **Anexo 5** se determina el calor específico del aire $C_p = 1.005 \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right)$

El aire es un fluido secundario en la cámara de refrigeración. El evaporador llegará hasta una temperatura final de $6^\circ C$.

Se reemplaza los valores en la Ec. (39) se tiene:

$$Q_{producto} = 3.5 \text{ kg} \cdot 1.005 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 279 \text{ K}$$

En un día la carga del producto es igual a:

$$Q_{producto} = 0.275 \frac{kWh}{dia}$$

i. Carga total de refrigeración:

$$Q_T = Q_{producto} + Q_{paredes} \quad \text{Ec. (40)}$$

Se reemplaza Ec. (40):

$$Q_T = 0.275 \frac{kWh}{día} + 0.05 \frac{kWh}{día}$$

Para un periodo de funcionamiento de refrigeración de 8 horas, se obtiene:

$$Q_T = 325 \times 10^{-3} \frac{kWh}{día}$$

Para un periodo de funcionamiento de refrigeración por hora, se obtiene:

$$Q_T = 40.6369 \text{ W} \approx 138.6589 \frac{BTU}{h}$$

Se considera que el evaporador que se utilizará debe tener una capacidad de 40.6369 W o 0.012 tonelada de refrigeración $[TRF]$ para la extracción de carga térmica.

3.4. Diseño del serpentín del evaporador

El evaporador del sistema es un intercambiador de calor encargado de la transmisión del flujo calorífico entre el refrigerante y el medio que lo enfría. En base a sistemas de refrigeración por absorción ya implementados se tomó como referencia para el diseño

de tuberías el correspondiente a 1" Schedule 40 con norma de calidad ASTM A53 con costura cuyas propiedades se muestran en el Anexo A.6 [90, 91, 86].

- $D_{nominal} = 1"$
- $D_{exterior} = 33.40 \text{ mm}$
- $D_{interior} = 26.64 \text{ mm}$
- $e = 3.38 \text{ mm}$

Correlación del número promedio de Nusselt para cilindro horizontal:

$$Ra_D \leq 10^{12}$$

Utilizando el **Anexo 3** que corresponde a la correlación del número promedio de Nusselt para convección natural sobre superficies con geometría para cilindro horizontal, se define:

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad \text{Ec. (41)}$$

En este caso la longitud característica es el diámetro exterior de la tubería, $L_c=D$, entonces el número de Rayleigh se la puede definir:

$$Ra_D = \frac{g \beta (T_m - T_{pared}) D^3 Pr}{\nu^2} \quad \text{Ec. (42)}$$

Es necesario determinar la temperatura de película para evaluar las propiedades a cierta temperatura. La temperatura de película se la puede definir como un promedio entre la temperatura del fluido y la de la superficie en contacto:

$$T_{pelicula} = \frac{T_{fluido libre} + T_{pared}}{2} \quad \text{Ec. (43)}$$

Se reemplaza Ec. (43), se obtiene:

$$T_{pelicula} = 13.5^{\circ}C$$

Se utiliza la temperatura de película para evaluar las propiedades del aire tomadas del

Anexo 1.

$$\nu = 1.456 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$k = 0.024723 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$Pr = 0.73243$$

$$\beta = 3.47826 \times 10^{-3} \frac{1}{K}$$

Utilizando la Ec. (42), se reemplaza:

$$Ra_D = \frac{9.81 \frac{m}{s^2} \cdot 3.47826 \times 10^{-3} \frac{1}{K} \cdot (13 - 4) K \cdot (33.40 \times 10^{-3} m)^3 \cdot 0.73243}{(1.4656 \times 10^{-5})^2 \frac{m^4}{s^2}}$$

Se obtiene:

$$Ra_D = 39016.487$$

Utilizando la Ec. (42), se reemplaza:

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 (39016.487)^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{0.73243} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

Se obtiene:

$$Nu_D = 7.48274$$

Se utiliza Ec. (32), se reemplaza:

$$h_e = \frac{0.024723 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 7.48274}{(33.40 \times 10^{-3} m)}$$

Se obtiene:

$$h_e = 5.5388 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Se determina la temperatura media logarítmica, se la expresa como:

$$\Delta T_{m_L} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad \text{Ec. (44)}$$

- ΔT_1 : Diferencia de temperatura entre los dos fluidos en los dos extremos (entrada y salida).
- ΔT_2 : Diferencia de temperatura entre los dos fluidos en los dos extremos (entrada y salida).

En la Figura 20, se representa las corrientes y temperaturas a la entrada y salida del evaporador.

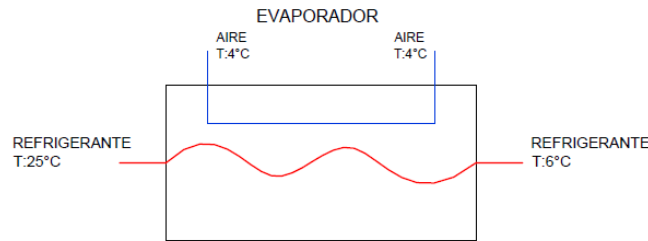


Figura 20. Evaporador. Elaborado por: Benítez y Martínez

Se utiliza la Ec. (44), se despeja:

$$\Delta T_{m_L} = \frac{(T_i - T_{aire}) - (T_s - T_{aire})}{\ln\left(\frac{T_i - T_{aire}}{T_s - T_{aire}}\right)} \quad \text{Ec. (45)}$$

Se reemplaza valores en la Ec. (45), se obtiene:

$$\Delta T_{m_L} = 8.08 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Se calcula la longitud del serpentín mediante la siguiente ecuación:

$$L = \frac{Q_{evaporador}}{\pi \cdot D \cdot h_e \cdot \Delta T_{m_L}} \quad \text{Ec. (46)}$$

Se reemplaza valores en la Ec. (46):

$$L = \frac{40.6369W}{\pi * 33.4 \times 10^{-3} m \times 5.5388 \frac{W}{m^2 \cdot K} * 8.08^\circ C}$$

Se obtiene la longitud del serpentín:

$$L=8.65 \text{ [m]}$$

Tabla 8. Características del evaporador

EVAPORADOR	
Parámetros	
Temperatura del fluido al ingreso del evaporador	25°C
Temperatura del fluido de salida en el condensador	6°C
Presión	10 Bar
Calor absorbido	40.6369 W
Serpentín	
Longitud (L)	8.65 m
Paso tubería	0.038 m
Ancho de serpentín	3.38 mm
Tubería	1 pulgada Cañería ASTM A 53 con costura
Numero de vueltas	8
Diámetro exterior de tubería	33.40 mm
Diámetro interior de tubería	26.64 mm
r_2	25 mm
Material	Acero
Recubrimiento	Negro
Calidad de Acero:	ASTM A 569
Norma de Fabricación	INEN 2470

Elaborado por: Benítez y Martínez

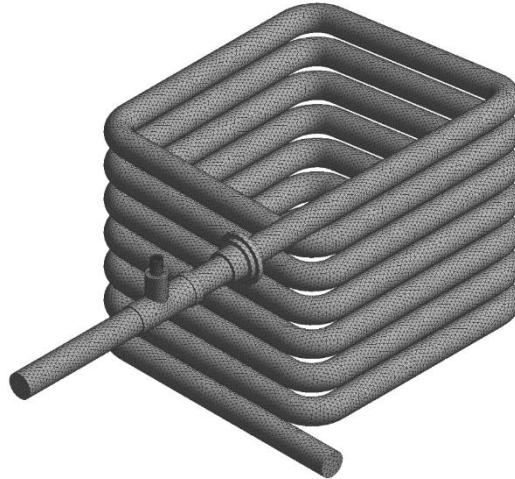


Figura 21. Evaporador del sistema. Elaborado por: Benítez y Martínez

3.5. Diseño del condensador

El condensador es un dispositivo que se usa para condensar (enfriar) el vapor del amoníaco a su estado líquido, el cual utilizará como sumidero el medio ambiente para rechazar calor. El condensador será diseñado con un dispositivo convencional, usualmente usado en los sistemas de refrigeración domésticos con la utilización de tubos y aletas para su diseño.

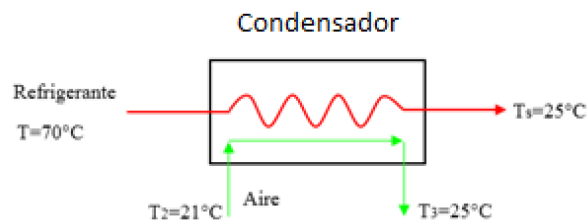


Figura 22. Condensador. Elaborado por: Benítez y Martínez

Se calcula la temperatura media logarítmica utilizando la Ec. (45); se reemplaza valores y se obtiene:

$$\Delta T_{m_L} = 16.94^{\circ}\text{C}$$

Para el condensador, se selecciona en base a sistemas de refrigeración por absorción ya implementados se tomó como referencia para el diseño de tuberías el correspondiente a 1" Schedule 40 con norma de calidad ASTM A53 con costura, cuyas propiedades se muestran en el Anexo A.6 [90, 91, 86].

$$D_{\text{exterior}} = 33.40 \text{ mm}$$

$$D_{\text{interior}} = 26.64 \text{ mm}$$

Se define la ecuación de la temperatura de la película en el condensador:

$$T_{\text{película}} = \frac{T_{\text{ambiente}} + T_{\text{superficie}}}{2} \quad \text{Ec. (47)}$$

Reemplazando valores en la Ec. (47), se obtiene:

$$T_{\text{película}} = 33^{\circ}\text{C}$$

Se evalúa a temperatura de película, así se tiene las propiedades del aire que se encuentran en el **Anexo 1**.

$$k = 0.0261 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\text{Pr} = 0.7273$$

$$\nu = 1.638 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$C_p = 1.007 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\beta = \left[\frac{1}{(33.15 + 273) \text{K}} \right] = 3.26637 \times 10^{-3} \text{K}^{-1}$$

a. Calor del Condensador

$$Q_{\text{condensador}} = \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad \text{Ec. (7)}$$

Sabiendo que:

$$\dot{m}_{\text{refrigerante}} = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad \text{Ec. (48)}$$

El condensador tiene como sumidero al medio ambiente; para la condensación del refrigerante es importante que el amoniaco se encuentre a una temperatura mayor que la que se ha fijado, en este caso a 45°C con una presión de 1000 kPa (10 Bar) [85]. El amoniaco al salir del colector contará con una temperatura de 75°C a la presión de condensación de 1000 kPa, por tal motivo el amoniaco se encuentra en estado de

vapor saturado, el mismo que se dirigirá al condensador; las propiedades del amoníaco en vapor se encuentran en el **Anexo 8** [85].

Se determina el flujo másico del refrigerante con datos de la tabla de **Anexo 7**:

$$m_{\text{refrigerante}} = \frac{Q_T}{h_g - h_f} \quad \text{Ec. (49)}$$

Reemplazando Ec. (49) se obtiene:

$$m_{\text{refrigerante}} = 2.0616 \frac{\text{lb}}{\text{día}} = 0.2577 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

Se utiliza la Ec. (7), se reemplaza los valores, se obtiene:

$$Q_{\text{condensador}} = 1035 \frac{\text{Btu}}{\text{día}} = 1091983 \frac{\text{J}}{\text{día}}$$

Según Boas Richard [4] el tiempo de condensación se establece en un periodo de 6 horas en base a experimentaciones anteriores:

$$Q_{\text{condensador}} = 172 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \approx 50\text{W} \quad \text{Ec. (50)}$$

El número de Rayleigh para el condensador se lo puede definir:

$$Ra_D = \frac{g \beta (T_{\text{pared}} - T_{\text{ambiente}}) D^3 \text{Pr}}{\nu^2} \quad \text{Ec. (51)}$$

Se reemplaza los valores en la Ec. (51):

$$Ra_D = \frac{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 3.26637 \times 10^{-3} \frac{1}{\text{K}} \times (45^\circ\text{C} - 21.30^\circ\text{C}) \times (33.40 \times 10^{-3})^3 \text{m}^3 \times 0.7273}{(1.638 \times 10^{-5})^2 \frac{\text{m}^4}{\text{s}^2}}$$

Se obtiene:

$$Ra_D = 76702.22$$

Se utiliza la Ec. (31), se reemplaza:

$$Nu_D = \left[0.6 + \frac{0.387(76702.22)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{0.7273} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2$$

Se obtiene:

$$Nu_D = 7.2797$$

El coeficiente de transmisión de calor por convección (h_e) para la tubería del condensador está definido como:

$$h_e = \frac{k \cdot Nu_D}{D_e} \quad \text{Ec. (52)}$$

Se utiliza la Ec. (52) se reemplaza los valores:

$$h_e = \frac{0.0261 \cdot 7.2797}{33.40 \times 10^{-3}}$$

Se obtiene:

$$h_e = 5.6886 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Para determinar la longitud del serpentín del condensador se define:

$$L = \frac{Q_{\text{condensador}}}{\pi \times D \times h_e \times \Delta T m_L} \quad \text{Ec. (53)}$$

Se reemplaza los valores en Ec. (53) se obtiene:

$$L = \frac{50 \text{ W}}{\pi \cdot 33.40 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot 5.6886 \frac{W}{m^2 \cdot h} \cdot 16.94^\circ C}$$

Se obtiene:

$$L = 4.95 \text{ m}$$

Se ha considerado un arreglo de aletas circulares de perfil rectangular que estén dispuestas anularmente al serpentín con la finalidad de triplicar el calor transferido al ambiente; se eligió como material de diseño a una plancha galvanizada que cuenta con un espesor de 1.40 mm y con dimensiones de 1000 mm X 2000 mm sus propiedades se evidencian en el **Anexo 9**. Se calculó el número de aletas necesarias para cumplir con el requerimiento, primero se evalúan las áreas de la base (pared de tubería) y el área respectiva de las aletas. Las fórmulas constan en el **Anexo 10**.

Se define el área de tubería sin aletas ($A_{\text{sin aleta}}$):

$$A_{\text{sin aleta}} = 2\pi \cdot r_1 \cdot L \quad \text{Ec. (54)}$$

Donde:

r_1 : Radio exterior

L : Longitud de tubería

Utilizando la Ec. (54) se reemplaza sus datos:

$$A_{\text{sin aleta}} = 2\pi \cdot 16.7 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot 4.95 \text{ m}$$

Se obtiene:

$$A_{\text{sin aleta}} = 519.4 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Se define el área de aleta (A_{aleta}):

$$A_{\text{aleta}} = 2\pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) + 2\pi \cdot r_2 \cdot t \quad \text{Ec. (55)}$$

Donde:

r_2 : radio de aleta (m)

r_1 : radio exterior de tubería (m)

t : espesor de tubería (m)

Se reemplaza los datos en Ec. (55):

$$A_{\text{aleta}} = 2\pi \cdot (25^2 - 16.7^2) + 2\pi \cdot 25 \cdot 1.40$$

$$A_{\text{aleta}} = 2394.6 \text{ mm}^2 = 2.3946 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Q_{\text{aleta,ideal}} = h_e \cdot A_{\text{aleta}} \cdot (T_{\text{pared}} - T_{\infty}) \quad \text{Ec. (56)}$$

Reemplazando los datos en Ec. (56):

$$Q_{\text{aleta,ideal}} = 5.6886 \cdot 2.3946 \times 10^{-3} \cdot (45 - 21.3)$$

Se obtiene:

$$Q_{\text{aleta,ideal}} = 322.84 \times 10^{-3} \text{ W}$$

$$\frac{r_2 - \frac{t}{2}}{r_1} = 2 \quad \text{Ec. (57)}$$

$$\xi = \left[(r_2 - r_1) + \frac{t}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{h_e}{k_{aleta} \cdot t}} \quad \text{Ec. (58)}$$

Se utiliza Ec. (58) y se reemplaza datos:

$$\xi = \left[(25 \times 10^{-3} - 16.7 \times 10^{-3}) + \frac{1.40 \times 10^{-3}}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{5.6886}{60 \cdot 1.40 \times 10^{-3}}}$$

Se obtiene:

$$\xi = 0.1 \quad \text{Ec. (59)}$$

Utilizando la figura del **Anexo 10** y los valores obtenidos en la Ec. (57) y Ec. (59) se determina la eficiencia de la aleta:

$$\eta_{aleta} = 0.97$$

Se define el calor real de la aleta:

$$Q_{\text{real aleta}} = \eta_{aleta} \cdot Q_{\text{aleta ideal}} \quad \text{Ec. (60)}$$

Se reemplaza los datos:

$$Q_{\text{real aleta}} = 0.97 \cdot 322.84 \times 10^{-3} W$$

Se obtiene:

$$Q_{\text{real aleta}} = 313.155 \times 10^{-3} W$$

El área de la tubería sin aleta se lo representa como:

$$A_{\text{base sin aleta}} = 2\pi(L - N \cdot t) \cdot r_1 \quad \text{Ec. (61)}$$

Se reemplaza en Ec. (61):

$$A_{\text{base sin aleta}} = 2\pi(4.95 \text{ m} - N \cdot 1.40 \cdot 10^{-3} \text{ m}) \cdot \frac{33.40 \times 10^{-3} \text{ m}}{2}$$

Se obtiene:

$$A_{\text{base sin aleta}} = 519.4 \times 10^{-3} - 146.901 \times 10^{-6} N \cdot \text{m}^2 \quad \text{Ec. (62)}$$

Se define el $Q_{\text{base sin aletas}}$ con la ecuación:

$$Q_{\text{base sin aletas}} = h \cdot A_{\text{base sin aletas}} \cdot (T_{\text{pared}} - T_{\infty}) \quad \text{Ec. (63)}$$

Se reemplaza los valores en Ec. (63):

$$Q_{\text{base sin aletas}} = 134.84 \cdot (519.4 \times 10^{-3} - 146.901 \times 10^{-6} \cdot N)$$

La adición de las aletas pretende triplicar la transferencia de calor al ambiente:

$$Q_{\text{TOTAL}} = Q_{\text{base sin aleta}} + N \cdot Q_{\text{real aleta}} \quad \text{Ec. (64)}$$

Se reemplaza los valores en Ec. (64):

$$150 = 134.84 \cdot (519.4 \times 10^{-3} - 146.901 \times 10^{-6} N) + 313.155 \times 10^{-3} N \quad \text{Ec. (65)}$$

De la Ec. (65) se despeja el número de aletas (N) y se obtienen:

$$N = 272.6 \approx 273 \text{ aletas}$$

En la tubería del condensador, para una buena disposición y un mejor uso del espacio del lado recto del serpentín, se coloca una cantidad de **273 aletas** circulares de perfil rectangular dispuestas transversalmente a la tubería. Con esta disposición lo que se pretende es triplicar la transferencia de calor hacia el ambiente que es utilizado como sumidero.

El diseño de las aletas corresponde a circulares tipo I (Figura 16). Este tipo de aleta es el más sencillo de construir. La superficie de contacto es el espesor del material de la tira de la aleta, limitando así la superficie de unión y la robustez del tubo aleteado [92].

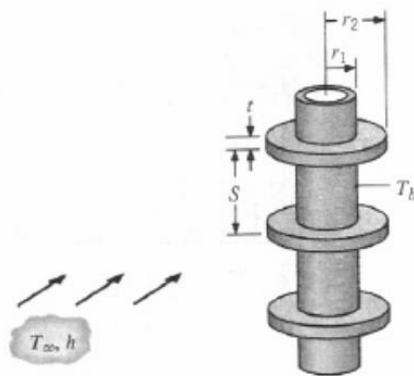


Figura 23. Aleta circular de disposición anular (Tipo I) [63].

b. Características del condensador

Tabla 9. Características del condensador. Elaborado por: Benítez y Martínez

CONDENSADOR	
Parámetros	
Temperatura del fluido al ingreso en el condensador	70°C
Temperatura del fluido de salida en el condensador	25°C
Presión	10 Bar
Calor rechazado	50 W
Serpentín	
Longitud (L)	4.95 m
Paso tubería	0.1532 m
Ancho de serpentín	3.38 mm
Tubería	1 pulgada cedula 40 Tubería ASTM A 53 con costura
Diámetro exterior de tubería	33.40 mm
Diámetro interior de tubería	26.64 mm
r_2	25 mm
Material	Acero
Recubrimiento	Negro
Calidad de Acero:	ASTM A 569
Norma de Fabricación	INEN 2470
Aleta	
Diámetro de aleta	50 mm
Paso entre aletas (S)	0.01663 mm
Numero de aletas	273 aletas
Espesor (t)	1.40 mm
Numero de filas de serpentín	8
Material de diseño de aleta	Plancha de acero galvanizado
Calidad de Acero:	ASTM A 653 CS
Recubrimiento	Galvanizado G60 o Galvalum
Norma de Fabricación	NTE INEN 115



Figura 24. Serpentín con aletas circulares de disposición anular a la tubería.
Elaborado por: Benítez y Martínez

3.6. Diseño del absorbedor

El absorbedor es un elemento tipo recipiente donde su principal función es recibir el fluido de trabajo amoníaco proveniente del evaporador que se encuentra como vapor saturado a baja presión y donde se pone contacto con otra fase (liquido) y es absorbido por una solución débil del refrigerante (amoníaco-agua). Para que se logre un estado estacionario, todo el amoníaco proveniente del evaporador debe ser absorbido por el agua a través de la difusión [93, 94].

$$V = \frac{\pi D^2 L}{4} \quad \text{Ec. (66)}$$

Para determinar el volumen de los componentes del sistema se utiliza la Ec. (66), donde mediante la utilización de diámetros interiores y longitudes respectivas de las tuberías de diseño calculadas en secciones anteriores, se establece los resultados de los volúmenes parciales a continuación [85].

$$V_{\text{Generador}} = 0.001275 \, m^3 = 1.275 \, lt \quad \text{Ec. (67)}$$

$$V_{\text{Evaporador}} = 0.00482 \, m^3 = 4.82 \, lt \quad \text{Ec. (68)}$$

$$V_{\text{Condensador}} = 0.00276 \, m^3 = 2.76 \, lt \quad \text{Ec. (69)}$$

Se reemplaza los volúmenes de los elementos antes mencionados obteniendo así el volumen total:

$$V_T = V_{Generador} + V_{Evaporador} + V_{Condensador} \quad \text{Ec. (70)}$$

$$V_T = 8.86 \text{ lt}$$

Según Kajano & Lucas [86] con el volumen total se calcula la longitud del absorbedor, con diámetro externo de 198mm. Se escogerá el material de construcción a una plancha de acero inoxidable, norma de calidad AISI 304 2B con un espesor de 1.20 mm [95].

$$D_{\text{ext}} = 0.198 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = 0.1956 \text{ m}$$

$$e = 1.20 \text{ mm}$$

$$L = \frac{V \cdot 4}{\pi \cdot D_{\text{int}}^2} \quad \text{Ec. (71)}$$

Remplazando valores correspondientes en Ec. (71) se obtiene:

$$L = 0.50 \text{ m}$$

Para asegurar que el vapor de amoniaco de la línea de flujo del evaporador sea absorbido por la solución débil en el componente del absorbedor, la mezcla de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ debe ocupar entre el 40 al 50% del volumen total del absorbedor [96].

$$V_{\text{Absorbedor}} = 14.96 \text{ lt} = 0.01496 \text{ m}^3 \quad \text{Ec. (72)}$$

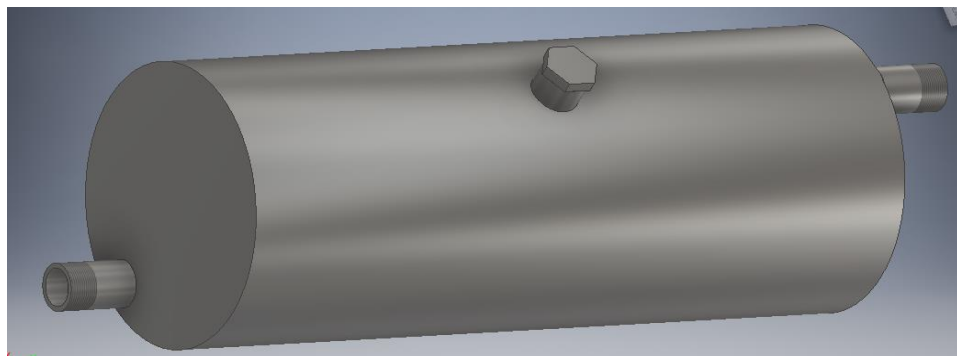


Figura 25. Absorbedor. Elaborado por: Benítez y Martínez

3.7. Cálculo de masas requerido para el prototipo de refrigeración

Utilizando la Ec. (73) se determina la masa de cada fluido (agua- amoniaco) que se requiere para el sistema de refrigeración, partiendo del volumen total calculado en el absorbedor y de la premisa que la solución debe ocupar del 40 al 50% del volumen total del absorbedor, de esta manera se establece la masa del agua (m_{agua}) en 7.48 kg.

$$x = \frac{m_{\text{amoniaco}}}{m_{\text{amoniaco}} + m_{\text{agua}}} \quad \text{Ec. (73)}$$

Por medio de Ec. (73) se despeja la masa de amoniaco utilizado en el prototipo de sistema de refrigeración, se obtiene:

$$m_{\text{amoniaco}} = \frac{x \cdot m_{\text{agua}}}{1 - x} = \frac{0.5 \cdot 7.48}{1 - 0.5}$$

$$m_{\text{amoniaco}} = 7.48 \text{ kg} \quad \text{Ec. (74)}$$

Con los resultados obtenidos se requiere de 7.48 kg de amoniaco y 7.48 k de agua para que el sistema funcione correctamente.

3.8. Flujos másicos del sistema.

Se definirá los flujos másicos por medio del balance energético, masa y concentración. La Figura 18, muestra el trayecto del fluido. Se realizará un balance de materia en el evaporador con las entalpías y concentraciones obtenidas en el diagrama del Anexo A 12.

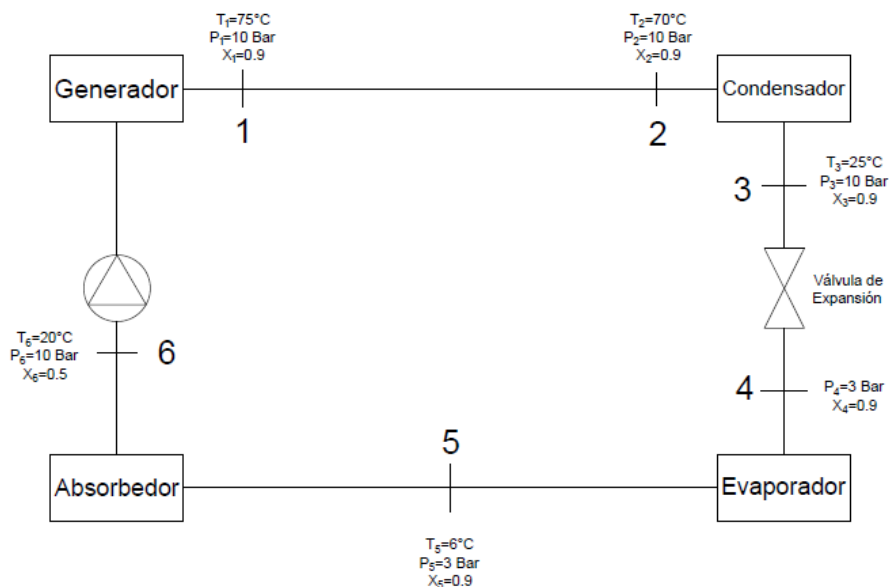


Figura 26. Trayecto del fluido. Elaborado por: Benítez y Martínez

Utilizando el **Anexo 11**, con concentración de amoníaco de 0.9 y una presión de P=3 Bar, se obtiene las respectivas entalpías a las condiciones anteriormente mencionadas despejando la masa del punto 5 de la Ec. (11), se reemplaza:

$$\dot{m}_5 = \frac{0.0406369 \frac{kJ}{s}}{(1400 - 100) \frac{kJ}{kg}}$$

Se obtiene:

$$\dot{m}_5 = 31.2592 \times 10^{-6} \frac{kg}{s} \quad \text{Ec. (75)}$$

Despejando la Ec. (12) en función de la masa en el punto 6 y reemplazando el resultado de Ec. (75) se obtiene:

$$\dot{m}_6 = \frac{31.2592 \times 10^{-6} \frac{kg}{s} \cdot 0.93}{0.5} = 58.1417 \times 10^{-6} \frac{kg}{s}$$

Utilizando Ec. (2) se despeja (54) en función de la masa en el punto 1 y reemplazando el resultado se obtiene:

$$\dot{m}_1 = \frac{58.1417 \times 10^{-6} \frac{kg}{s} \times 0.5}{0.9} = 32.3 \times 10^{-6} \frac{kg}{s}$$

Balance de masa en el condensador:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = 32.3 \times 10^{-6} \frac{kg}{s} \quad \text{Ec. (76)}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = 32.3 \times 10^{-6} \frac{g}{s} \quad \text{Ec. (77)}$$

a. Cálculo de calores

Se reemplaza los valores en la Ec. (11) para obtener el calor absorbido en el evaporador:

$$Q_{\text{evaporador}} = 31.2592 \times 10^{-6} \frac{kg}{s} \cdot 1400 - 32.3 \times 10^{-6} \frac{kg}{s} \cdot 100$$

Se obtiene:

$$Q_{\text{evaporador}} = 40.6369 \text{ W} \quad \text{Ec. (78)}$$

Se utiliza Ec. (4) se reemplaza los valores respectivos y se obtiene:

$$Q_{\text{generador}} = 59.109 \text{ W} \quad \text{Ec. (79)}$$

Se Reemplaza los valores respectivos en la Ec. (13) se obtiene:

$$Q_{\text{absorbedor}} = 49.577 \text{ W} \quad \text{Ec. (80)}$$

Se define anteriormente en Ec. (50) el calor rechazado en el condensador y se obtiene:

$$Q_{\text{condensador}} = 50.0 \text{ W} \quad \text{Ec. (81)}$$

Se realiza el balance energético en el sistema:

$$Q_{\text{evaporador}} + Q_{\text{generador}} = Q_{\text{condensador}} + Q_{\text{absorbedor}} \quad \text{Ec. (82)}$$

Reemplazando los datos en la Ec. (82) se obtiene:

$$99.74 \text{ W} = 99.57 \text{ W} \quad \text{Ec. (83)}$$

Lo que permite demostrar que la cantidad de energía que ingresa en el sistema es igual a la que sale, esto concluye que se cumple la primera ley de la Termodinámica.

Tabla 10. Parámetros [86, 85].

Ítem	Estado	Presión (Bar)	Temperatura °C	m (g/s)	X	h (kJ/kg)
1	Vapor saturado	10	75	0.0323	0.9	1610
2	Vapor saturado	10	70	0.0323	0.93	1550
3	Líquido saturado	10	25	0.0323	0.93	100
4	Líquido saturado	3	-	0.0323	0.93	100
5	Vapor saturado	3	6	0.0312	0.93	1400
6	Líquido saturado	3	20	0.05814	0.5	-100

b. Rendimiento teórico

Se utiliza Ec. (19) corresponde al COP para una máquina de refrigeración por absorción:

$$C_{op} = \frac{Q_{evaporador}}{Q_{generador} + W_{bomba}} \cong \frac{Q_{evaporador}}{Q_{generador}} \quad \text{Ec. (84)}$$

El trabajo de la bomba de solución es a menudo insignificante en comparación con la entrada de calor, por lo tanto, no se toma en cuenta, reemplazando Ec. (84)

$$C_{op} = \frac{40.6369 \text{ W}}{59.109 \text{ W}}$$

Se obtiene:

$$C_{op} = 0.68 \quad \text{Ec. (84)}$$

3.9. Diseño del colector solar

El promedio de irradiación solar global en el Ecuador es de 4.6 kWh/m² por día y en específico en la Provincia de Pichincha se cuenta con potencial promedio anual de irradiación de 5.5 a 6.0 kWh/m². Con la premisa antes mencionada se parte en base a experimentaciones anteriores en estudios en el ámbito de aprovechamiento térmico en la ciudad de Quito, donde se determina que con la utilización de Concentradores Cilindro Parabólicos(CCP) se puede alcanzar resultados como:

Según Campuzano & Chiriboga [97] en su estudio de “Diseño Y Construcción De Un Sistema De Enfriamiento De Adsorción Solar”, mediante el uso de CCP con características de 1m X 2m de acero inoxidable se alcanzó una temperatura máxima de 150°C y una temperatura de enfriamiento de 10°C.

Según Granja [98] en su estudio “Diseño y construcción de un concentrador cilíndrico solar para generar vapor” y su estudio de radiación y geometría solar se alcanzó temperaturas promedios de 100°C con características de CCP de 2m X 1.8m y de construcción de acero inoxidable.

Según Cruz et al. [99] en su estudio de “Propuesta De Un Prototipo De Concentrador Solar Para La Destilación De Mezcal En La Región Mixteca Oaxaqueña” realizado en la región de Huajuapena en México y donde presenta irradiación promedio anual de 5.5 a 6.4 kWh/m² que es un rango similar al que presente la ciudad de Quito, se

obtiene temperaturas máximas de 102°C con características de $2.5\text{m} \times 1.8\text{m}$ y acero inoxidable.

Por lo tanto, la temperatura que se pretende alcanzar en el CCP del prototipo en estudio de esta tesis es de 80°C , lo cual no sería un inconveniente al querer alcanzar este rango de temperatura, ya que con los estudios antes mencionados se demuestra que se puede alcanzar rangos mayores.

Los materiales de diseño del colector cilindro parabólico que se utilizarán para el reflector son planchas de acero inoxidable AISI 430 BA (acabado espejo) de espesor 0.40 mm y conductividad térmica de $26.1\text{ W/m}\cdot\text{K}$, con dimensiones de planchas de $1000\text{ mm} \times 2440\text{ mm}$ sus propiedades se pueden evidenciar en el **Anexo 4**.

Según Mentado et al. [100] en su estudio de “Simulación de un concentrador solar de canal parabólico mediante el software Soltrace”; software que fue creado por el Laboratorio de Energías Renovables de Estados Unidos y el cual mediante el análisis de la geometría de la parábola del colector solar determina la proyección de rayos solares hacia el punto focal donde está ubicado el tubo absorbedor (Figura 27), ayudando de esta manera a determinar la mejor opción del ángulo de inclinación con el que reflejan los rayos solares. Determinando mediante el análisis que en la utilización del ángulo de incidencia del colector es 90° el cual permite el mejor desempeño óptico en concentradores solares cilindro parabólico.

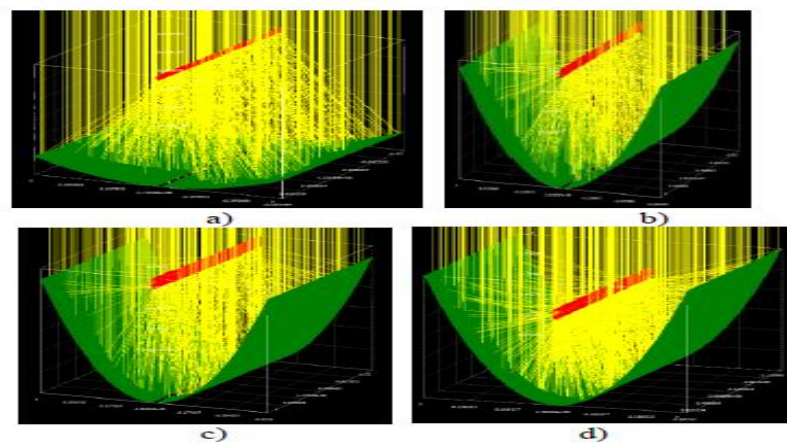


Figura 27. Intercepción de rayos solares en el colector solar generados en el software Soltrace a varios ángulos a) 45 b) 80 c) 90 d) 100 [100].

Se utilizará para el diseño del tubo receptor del colector solar una tubería norma ISO R65 Serie liviana 2 (ISO II) con costura, con una conductividad térmica de $41 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ y con un diámetro nominal de 1 pulgada y espesor de 2.60 mm, sus propiedades se evidencian en el **Anexo 12** [100].

La irradiación solar promedio en la ciudad de Quito es de $4.25 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{día}}$ que fue definido en la sección Radiación Solar en el Ecuador (1.2.2).

Según Kajano & Lucas [86] el flujo másico de la mezcla amoniaco-agua que ingresa al colector solar tendría una concentración de 0.9 y su masa corresponde a :

a. Evaluación Del Flujo En El Tubo Reflector

Propiedades de la mezcla amoniaco-agua se evidencian en el **Anexo 13**. El fluido a la salida de colector solar cuenta con una temperatura de salida de 75°C que corresponde a la salida del colector solar [4].

$$k = 0.3653 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

$$Cp = 5608 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

$$\text{Pr} = 1.296$$

$$\rho = 516.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\nu = 8.440 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

$$\mu = 8.440 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

$$V = 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ (Velocidad de líquido)}$$

Se define el número de Reynolds:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V \cdot L_c}{\mu} \quad \text{Ec. (86)}$$

Donde:

ρ = Densidad

V = Velocidad corriente superior

L_c = Longitud característica de la configuración geometría (Diámetro interno)

μ = Viscosidad dinámica

Aquí L_c es igual al diámetro interno, se reemplaza en la Ec. (86):

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_{intemo}}{\mu} \quad \text{Ec. (87)}$$

Se reemplaza la Ec. (87) y se obtiene:

$$Re = \frac{516.2 \frac{kg}{m^3} \cdot 0.5 \frac{m}{s} \cdot 28.50 \times 10^{-3} m}{8.440 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}} = 87154.62 \quad \text{Ec. (88)}$$

El flujo es turbulento debido a que el número de Reynolds es mayor a 10000. El número de Nusselt se lo puede determinar a partir de este valor:

Flujo turbulento ($Re > 10000$).

Se define la ecuación:

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad \text{Ec. (89)}$$

Reemplazando los valores de la Ec. (89):

$$Nu = 0.023(87154.62)^{0.8} \cdot (1.296)^{0.4}$$

Se obtiene:

$$Nu_L = 228.56 \quad \text{Ec. (90)}$$

Coefficiente global de transferencia de calor por convección interna del colector.

$$h_i = \frac{k \cdot Nu_L}{D_{interior}} \quad \text{Ec. (91)}$$

Se reemplaza la Ec. (91) y se obtiene:

$$h_i = \frac{0.3653 \frac{W}{m \cdot K} \times 228.56}{28.50 \times 10^{-3} m} = 2929.57 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad \text{Ec. (92)}$$

b. Razón de la transferencia de calor desde el tubo absorbedor del colector solar cilindro parabólico.

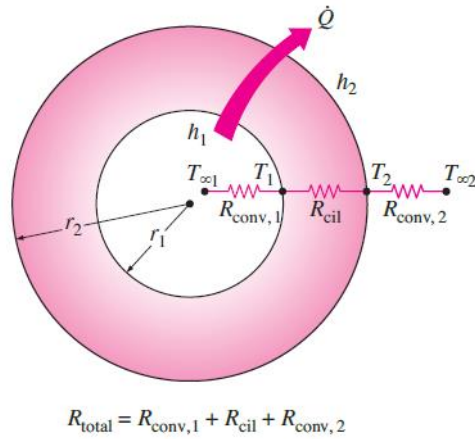


Figura 28. Red de resistencias térmicas para una capa cilíndrica (tubería) sujeta a convección tanto en el lado exterior como en el interior [63].

Está definido como:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} \quad \text{Ec. (93)}$$

Donde:

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{cil} + R_{conv,2} \quad \text{Ec. (94)}$$

Para una capa cilíndrica se define la siguiente ecuación:

$$R_{total} = \frac{1}{(2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot L) \cdot h_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{(2 \cdot \pi \cdot L \cdot k)} + \frac{1}{(2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L) h_2} \quad \text{Ec. (95)}$$

Se reemplaza los valores en la Ec. (95):

$$R_{conv,1} = \frac{1}{(2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot L) \cdot h_1} = \frac{1}{\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{28.50 \times 10^{-3} \text{ m}}{2} \cdot 2 \text{ m}\right) \cdot 2929.57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} = 1.906 \times 10^{-3} \frac{\text{k}}{\text{W}}$$

$$R_{cil} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{(2 \cdot \pi \cdot L \cdot k)} = \frac{\ln\left(\frac{16.85 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{14.25 \cdot 10^{-3} \text{ m}}\right)}{\left(2 \cdot \pi \cdot (2 \text{ m}) \cdot \left(41 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right)\right)} = 325.285 \cdot 10^{-6} \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

$$R_{conv,2} = \frac{1}{(2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L) \cdot h_2} = \frac{1}{\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{33.70 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{2} \cdot 2 \text{ m}\right) \cdot 5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} = 944.54 \times 10^{-3} \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

Se obtiene:

$$R_{total} = 946.77 \times 10^{-3} \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad \text{Ec. (96)}$$

Se reemplaza los valores en la Ec. (93) se obtiene:

$$\dot{Q} = \frac{75^\circ\text{C} - 21.3^\circ\text{C}}{946.77 \times 10^{-3} \frac{\text{K}}{\text{W}}} = 59.719 \text{ W}$$

c. Ecuación de parábola de colector solar

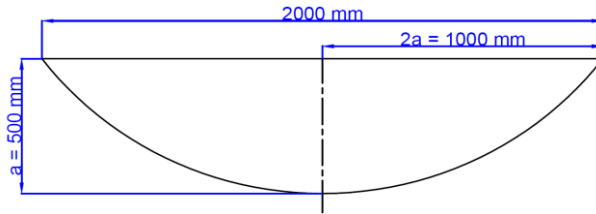


Figura 29. Parábola de colector solar. Elaborado por: Benítez y Martínez

*Se asumió 2000 mm para las medidas del ancho y largo del colector en concordancia con el mercado

- a: Distancia focal

- m: Lado recto

La ecuación de la parábola es igual:

$$Y = \frac{x^2}{4a} \quad \text{Ec. (97)}$$

Sustituyendo la distancia focal en la ecuación se obtiene:

$$Y = \frac{x^2}{2} \quad \text{Ec. (98)}$$

La fórmula para integrar se expresa:

$$L = \int_{x=0}^{x=2a} \sqrt{1 + \left(\frac{x}{2a}\right)^2} \cdot dx \quad \text{Ec. (99)}$$

Derivando Ec. (97) y reemplazando Ec. (98) se integra mediante la expresión:

$$L = \int_0^{2a} \sqrt{1 + \left(\frac{x}{2a}\right)^2} \cdot dx \quad \text{Ec. (100)}$$

Ecuación de longitud de semi-parábola:

$$L = \sqrt{2} \cdot a + a \cdot \ln \cdot (2a \cdot (1 + \sqrt{2})) - a \cdot \ln \cdot (2 \cdot a) \quad \text{Ec. (101)}$$

Se sustituye la distancia focal igual $a = 0.50 \text{ m}$ en la ecuación:

$$L = 2(\sqrt{2} \cdot (0.50) + 0.50 \cdot \ln \cdot (2 \cdot 0.50 \cdot (1 + \sqrt{2})) - 0.50 \cdot \ln \cdot (2 \cdot 0.50))$$

Longitud total de parábola:

$$L = 2.29559 \text{ m} \quad \text{Ec. (102)}$$

3.10. Selección de válvula de expansión utilizada en el sistema

Para la selección de la mejor alternativa en válvulas se identifica diferentes variables mencionados en la Tabla 11. En el prototipo de refrigeración por absorción se ha considerado parámetros de funcionamiento iguales a una presión máxima de 10 bares con una temperatura de fluido de hasta 75°C. El fluido que circula por el sistema es amoníaco, el mismo que es incompatible con el cobre y el cual se debe hacer un énfasis en la selección de la válvula.

Tabla 11. Matriz de selección de válvula

MATRIZ DE SELECCIÓN DE VÁLVULA				
Factores de selección	Factor de ponderación	Válvula de compuerta	Válvula de aguja	Válvula de mariposa
Presión	0.4	X	X	X
Temperatura	0.3	X	X	X
Rendimiento	0.15		X	
Compatibilidad del fluido con el material	0.15		X	X
	Σ	0.7	1	0.85

Elaborado por: Benítez y Martínez

Evaluable cada uno de los criterios de seleccin, la mejor alternativa es la vlvula de aguja con una ponderacin de 1 lo que representa el 100% de eficacia para el sistema

3.10.1. Vlvula de expansin tipo aguja

La vlvula de expansin en el sistema de refrigeracin controla el flujo del lquido refrigerante que entra al evaporador; el refrigerante est a alta presin al llegar al dispositivo.

La seleccin de la vlvula es de gran importancia para una correcta operacin del sistema de refrigeracin, ya que regula cantidad de refrigerante hacia el evaporador.

Para seleccionar la vlvula de expansin se toma en consideracin su material, diámetro interno, temperatura y presin.

En Tabla 12 se muestra varias vlvulas con sus caractersticas principales que son usadas en sistemas de refrigeracin.

Tabla 12. Matriz de seleccin de vlvula de expansin tipo aguja.

MATRIZ DE SELECCIN DE VÁLVULA DE EXPANSIÓN TIPO AGUJA					
Factores de seleccin	Factor de ponderacin	Válvulas de aguja con bonete integral y cuerpo forjado Serie 1700	Válvulas de aguja con bonete roscado, mecanizadas a partir de barras macizas, Serie 2200	Válvulas de aguja para servicio severo, Serie 2219	Válvulas de aguja NBSS-TS16-0-G
Presin (psi)	0.4	X	X	X	X
Temperatura (°C)	0.3		X	X	X
Diámetro de orificio (mm)	0.15				X
Material	0.15	X	X	X	X
	Σ	0.55	0.85	0.85	1

Elaborado por: Benítez y Martínez

Según la matriz de selección, la mejor opción para el prototipo representa la válvula tipo aguja modelo NBSS TS16-0-G (Figura 25) de diámetro nominal de 1" y de acero inoxidable como se evidencia en **Anexo 14**, la cual consta de un vástago que permite obtener una buena regulación del flujo a las presiones de trabajo.



Figura 30. Válvula de aguja modelo NBSS-TS16-0-G [101].

3.11. Válvula anti retorno

La válvula anti retorno se utiliza en sistemas de fluidos que permiten el paso del flujo en una sola dirección y permite bloquear el mismo, en la otra dirección con la fuerza de gravedad estas válvulas, se abren por acción de la fuerza del líquido que se mueve y fluye en una dirección, y se cierran si el líquido se regresa.

Para el sistema se utilizará una válvula anti retorno Modentic tipo Y-PN40, DIN 2999, roscada diámetro de 1", con un rango de trabajo de presión de hasta 40 Bar y un rango de temperatura de trabajo de -20 a 180°C, su especificación se evidencia en el **Anexo 15**



Figura 31. Válvula anti retorno marca Modentic tipo Y-PN40, diámetro 1" [102].

3.8.1 Manómetro

El manómetro es utilizado para mediciones de presión de los fluidos en circuitos cerrados, estos pueden ser líquidos o gases [103].

Para nuestro sistema se utilizará manómetros marca Wika type 213.53 con un rango de lectura de 0 a 200 psi, con rosca vertical y glicerina, como se evidencia en el **Anexo 16**.



Figura 32. Manómetro Wika de rango hasta 200 Psi [103]

CAPÍTULO IV

SIMULACIÓN

En este capítulo se realiza la simulación de los elementos críticos del prototipo de refrigeración como son: válvula de expansión, condensador y evaporador, mediante la utilización del software ANSYS 18.2 - CFD-ANSYS-FLUENT.

En el siguiente flujo grama se muestra la secuencia con la que se procedió a realizar el modelamiento de los elementos críticos y su posterior simulación, empezando con la creación de la geometría, operaciones de geometría, el mallado y la solución, en cada uno se deriva varias operaciones.

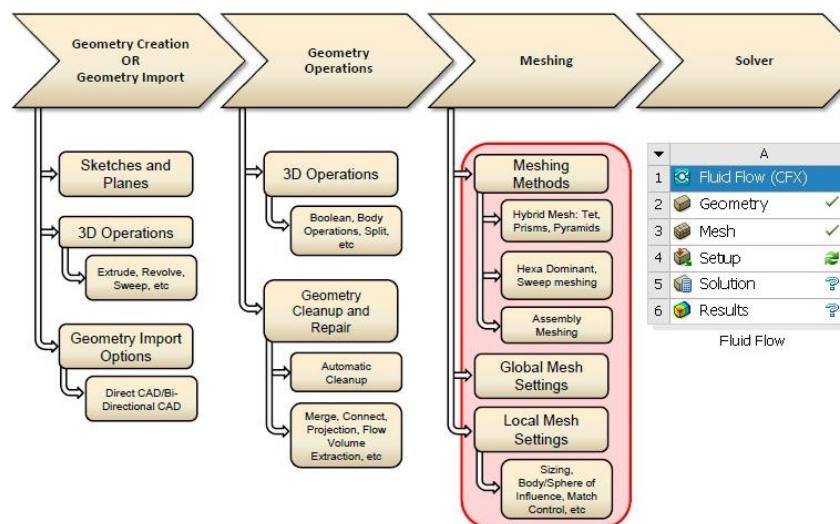


Figura 33. Flujo de trabajo de pre procesamiento [104]

4.1. Métricas para CFD

Según el análisis que puede ser para sólidos o fluidos existe diferentes tipos de métricas para el mallado. Para los fluidos el software ANSYS utiliza dos tipos de métricas: la Skewness y la Orthogonal Quality, para el prototipo se utiliza el Skewness, que son valores que se ubican en la gráfica de métrica de la malla con un promedio entre 0 - 0.25, todos los valores que se encuentren en este rango tendrán la excelencia del Skewness, esto garantiza que los resultados y el mallado van obtener fiabilidad completa, y son apegados a la realidad, esta métrica de malla significa garantizar tanto el tamaño y la forma de sus elementos junto con la configuración de los nodos con una aceptabilidad completa.

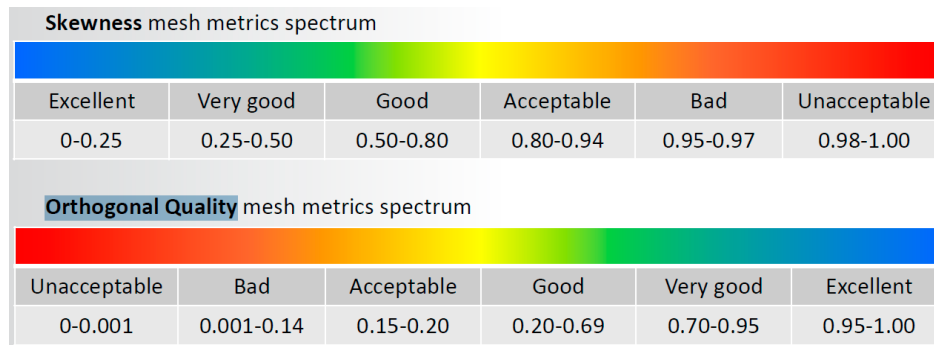


Figura 34. Calidad de los tipos de mallado para CFD [104]

En las siguientes figuras se exponen los resultados obtenidos de simulación en el prototipo de estudio como graficas que muestran vectores de velocidad, presión, temperatura y transferencia de calor a través de las líneas de flujo producidos por el caudal de refrigerante a través de la circulación por los elementos constituyentes del sistema.

4.2. Condensador

La malla establecida para el condensador consta de 177713 nodos, 871855 elementos y una métrica de malla Skewness en promedio de 0.2195, parámetro que establece que la simulación tiene una excelencia apegado a la realidad, reduciendo así el valor del error en las simulaciones.

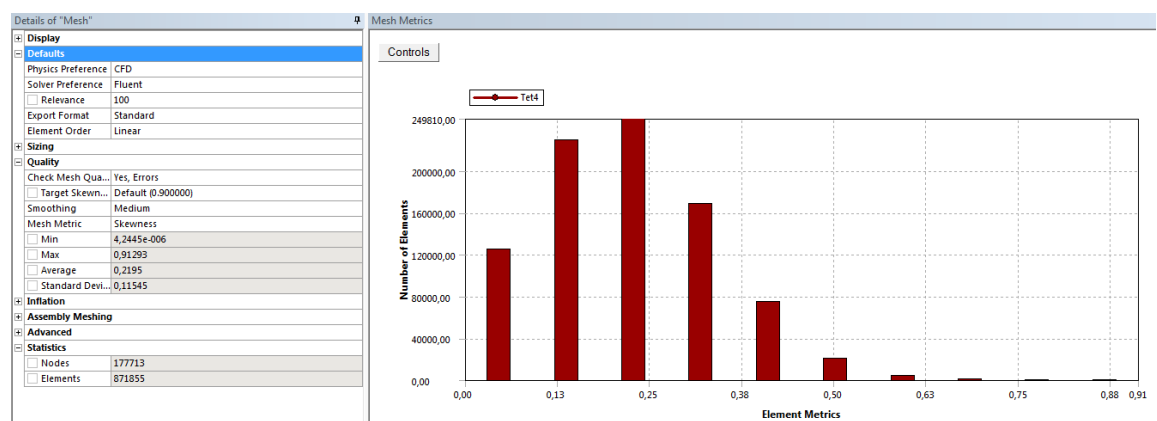


Figura 35. Calidad de malla del condensador.

Elaborado por: Benítez y Martínez

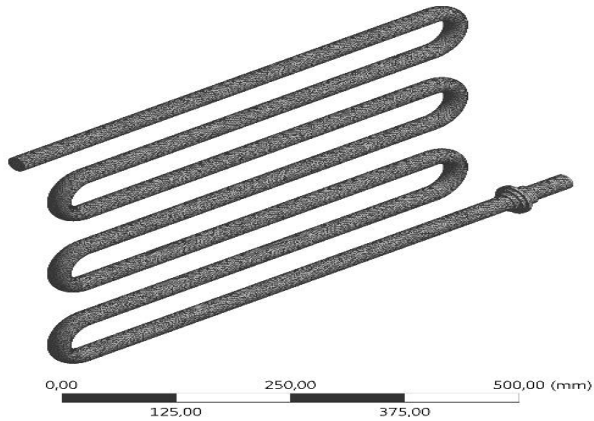


Figura 36. Mallado de volumen de control del condensador.

Elaborado por: Benítez y Martínez

El condensador es una parte del sistema de refrigeración que cambia el vapor a líquido saturado, recibe vapor del refrigerante a altas temperaturas desde el colector solar a 70°C, este flujo será enfriado al pasar sobre una línea de tipo serpentín con aletas que está expuesta al medio ambiente. El refrigerante en estado gaseoso al pasar sobre este componente del sistema altera su estado de vapor a líquido, pasa por la válvula de expansión para continuar su proceso de enfriado.



Figura 37. Temperatura en plano de sección simétrica YZ referente al condensador. Elaborado por:

Benítez y Martínez

Cuando la diferencia de temperatura de un cuerpo al ambiente es grande, el calor fluirá con mayor rapidez, esto se garantiza con el modelo diseñado al dimensionar un condensador tipo serpentín con aletas (Anexo 10), que permite al condensador intercambiar su temperatura interna por medio de la corriente del flujo hacia las paredes del mismo de manera más eficaz. En la Figura 37 ingresa la mezcla amoniaco-

agua como vapor saturado a 70°C y a partir de los 0.44 m se produce un cambio de fase a líquido saturado llegando a 25°C.

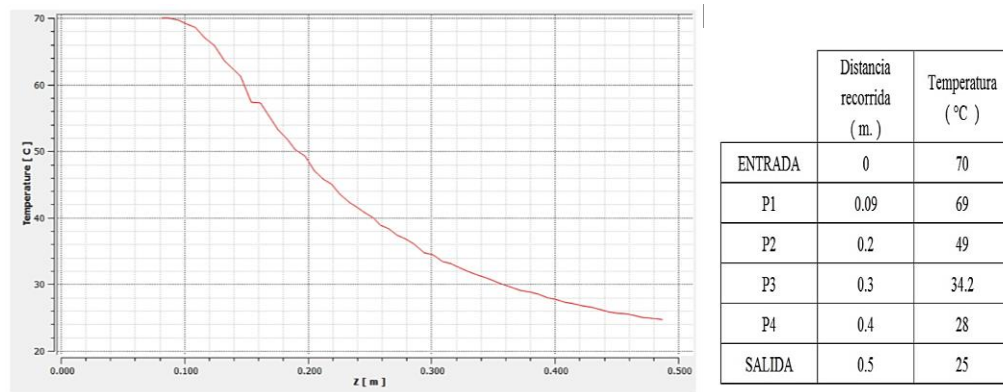


Figura 38. Temperatura Vs Distancia del condensador. Elaborado por: Benítez y Martínez

Para verificar el comportamiento del condensador se analiza la Figura 38 en la que se observa la temperatura en función de la distancia de la primera fila de serpentín, en la cual se evidencia con mayor claridad el cambio de fase de la mezcla amoniaco-agua.

En el primer tramo comprendido entre 0 m y 0.09 m se mantiene constante la temperatura a 70°C, en el segundo tramo de 0.09 m a 0.4 m disminuye la temperatura en un 58.57% lo que representa una caída de 41°C, en el tramo de 0.4 m a 0.5 m disminuye la temperatura en un 4.28% lo que representa una caída de 3°C para finalmente estabilizarse en 25°C.

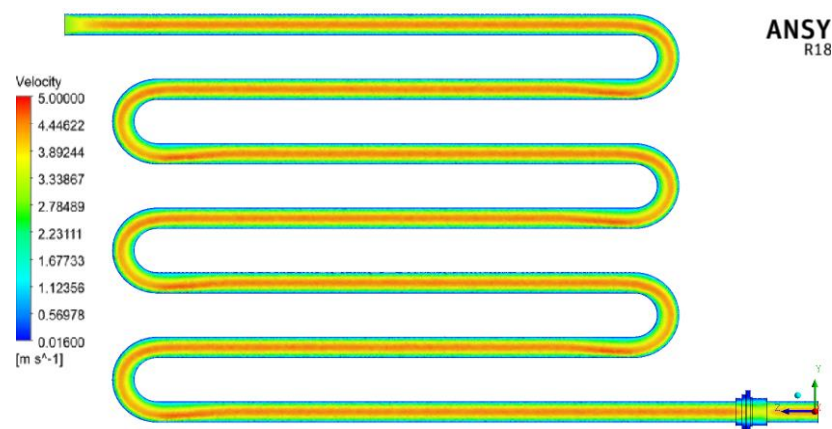


Figura 39. Velocidad de condensador en plano de sección simétrica YZ.

Elaborado por: Benítez y Martínez

El condensador conservara su volumen de flujo e intercambio constante; efecto que se aprecia al obtener un plano seccionado simétrico en YZ. Los datos obtenidos a partir de la simulación manifiestan variación de su velocidad cuando la mezcla se aproxima cada vez más a las paredes del serpentín del condensador.

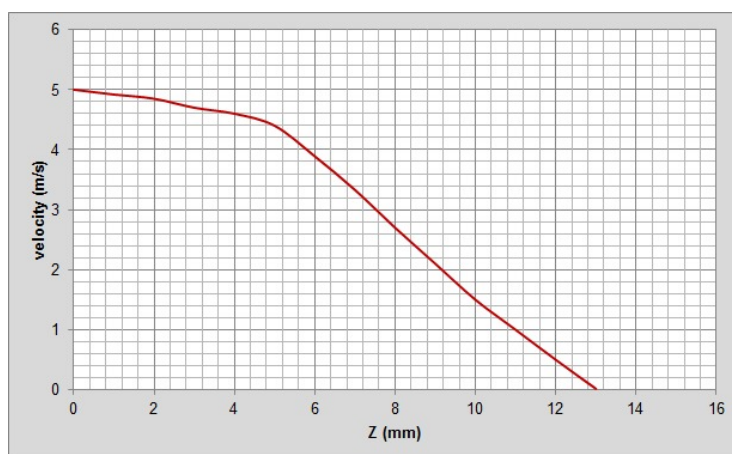


Figura 40. Velocidad Vs Distancia del condensador en plano simétrico YZ.
Elaborado por: Benítez y Martínez.

En la Figura 40, en el tramo de tubería de condensador recorrida se observa una reducción de velocidad de 5 m/s que se ubica en el centro de la tubería a 0.016 m/s en las paredes. Los datos obtenidos a partir de la simulación manifiestan variación de su velocidad cuando la mezcla se aproxima cada vez más a las paredes del serpentín del condensador.

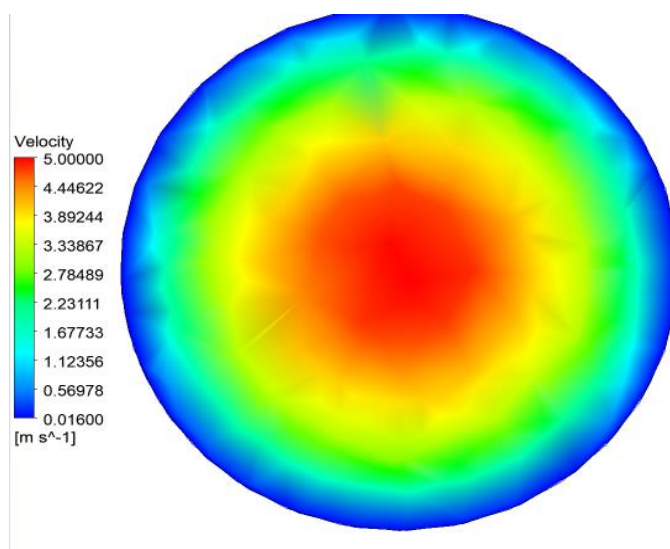


Figura 41. Velocidad en plano de sección simétrica XY. Elaborado por: Benítez y Martínez

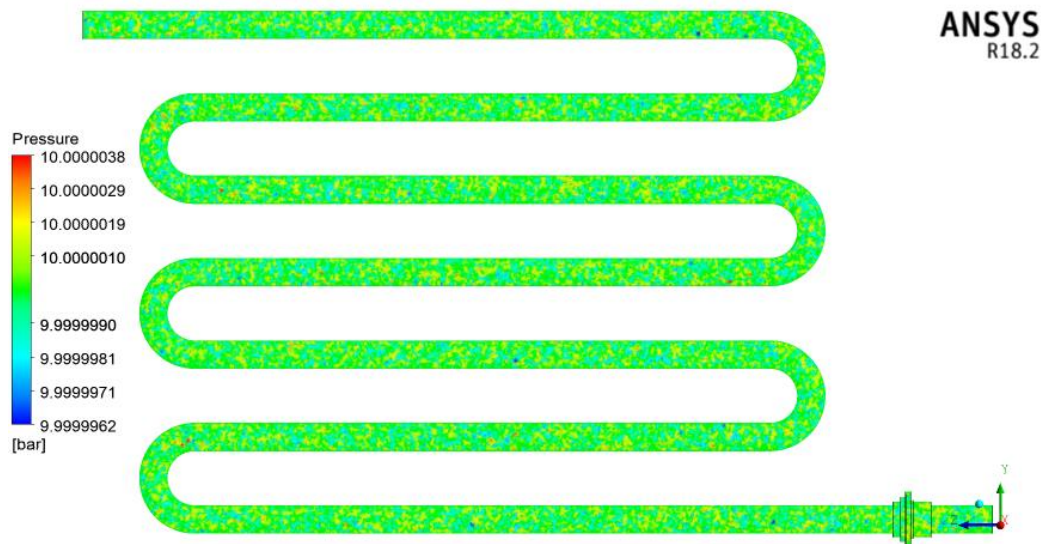


Figura 42. Presión en plano de sección simétrico YZ. Elaborado por: Benítez y Martínez

En la Figura 42 y 43 en los planos de sección simétrico YZ y XY se observa una mínima caída de presión existente en su interior de 0.00075 Bar a lo largo del serpentín del condensador, debido a factores como cambios de geometría en longitud y en especial a la fricción que se da lugar entre partículas del fluido y contra las paredes de la tubería.

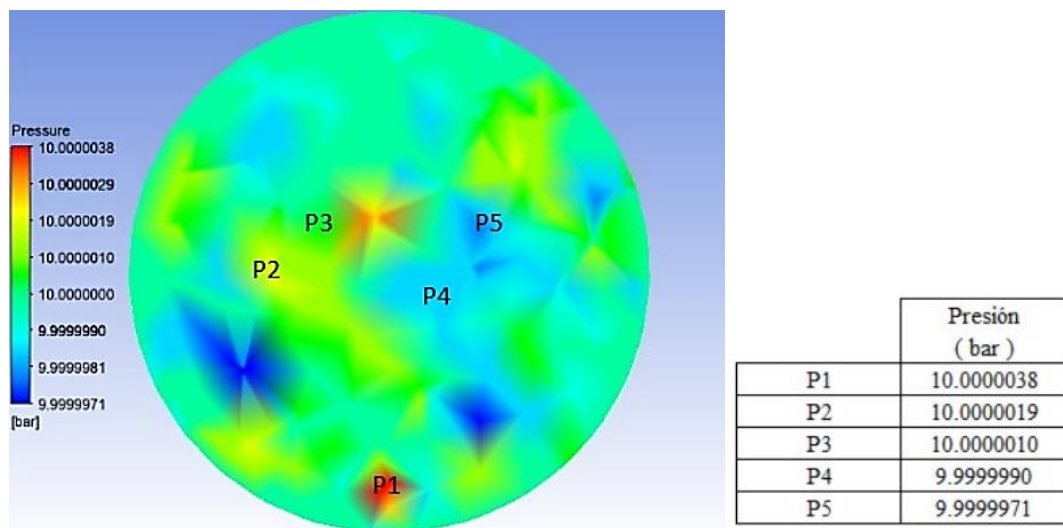


Figura 43. Presión en plano de sección simétrico XY. Elaborado por: Benítez y Martínez

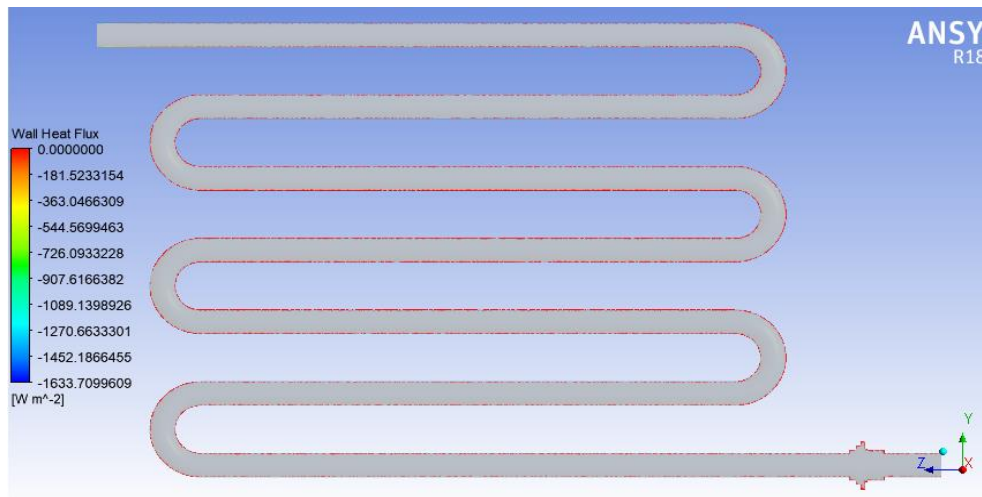


Figura 44. Transferencia del calor en plano de sección simétrico YZ.

Elaborado por: Benítez y Martínez

La transferencia de calor de paredes del condensador al medio ambiente se obtuvo de la configuración del fluido, el espesor de pared, temperatura ambiente y material del serpentín obteniendo valores máximos de 1533.71 W/m^2 y 50 W/m^2 . Como se observa en la Figura 44, los valores negativos indican que el calor fluye desde el sistema hasta el sumidero, que es el medio ambiente.

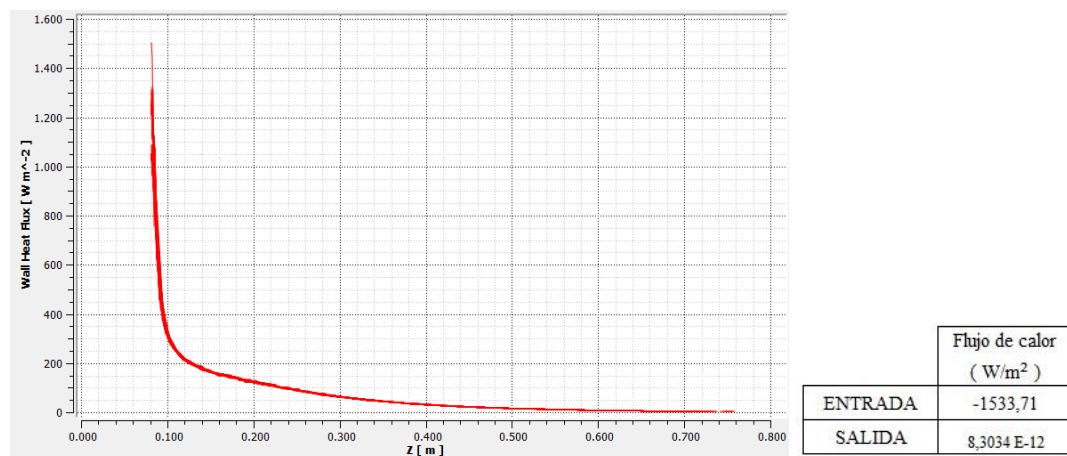


Figura 45. Grafica de la transferencia del calor Vs distancia en plano de sección simétrico YZ.

Elaborado por: Benítez y Martínez.

En la Figura 45 se aprecia una transferencia de calor negativa de -1533.72 W/m^2 el valor negativo representa que el calor es transferido hacia el medio ambiente.

4.3. Evaporador

El evaporador se malló con elementos tetraédricos con 96207 nodos, 433532 elementos y una métrica de malla Skewness de promedio 0.22508; valor que está

dentro del rango de 0 a 0.25 para simulación en software ANSYS en sus módulos de CFD.

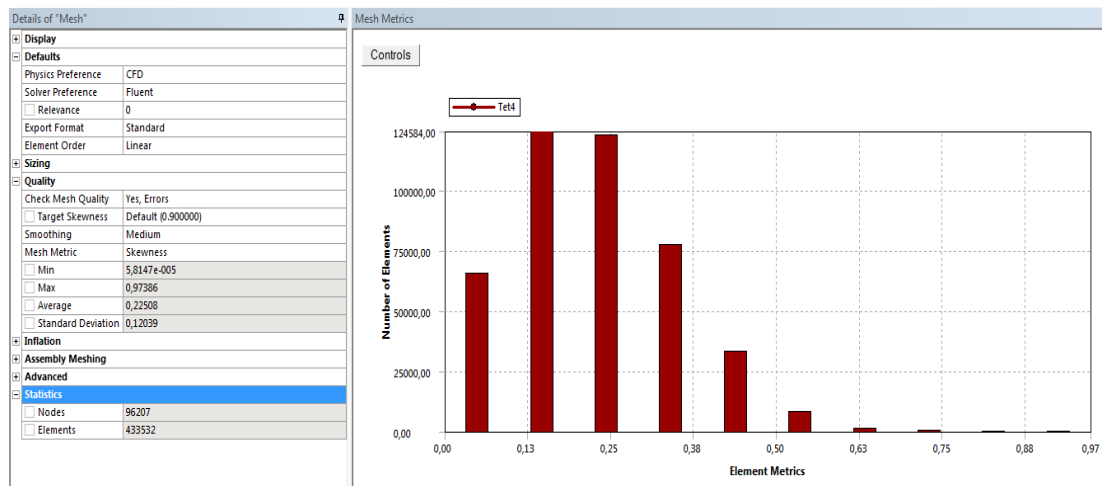


Figura 46. Calidad de malla de evaporador. Elaborado por: Benítez y Martínez

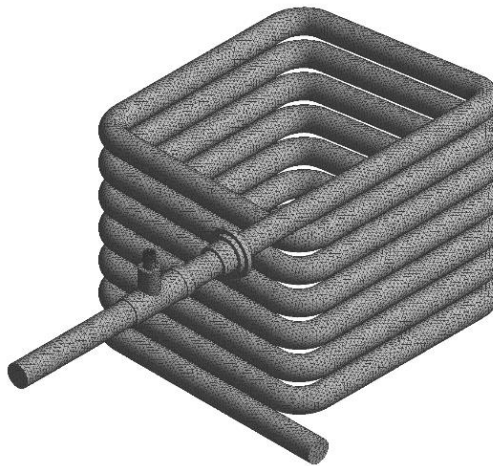


Figura 47. Mallado de volumen de control de Evaporador. Elaborado por: Benítez y Martínez

El evaporador en su modelo geométrico contempla aisladores térmicos que garantizan una temperatura de 6°C sobre toda su superficie de contacto en la tubería. Esta consideración fue tomada como absoluta en la configuración de los parámetros de análisis y simulación, y se denota en la gráfica del plano de seccionamiento simétrico de la Figura 47.

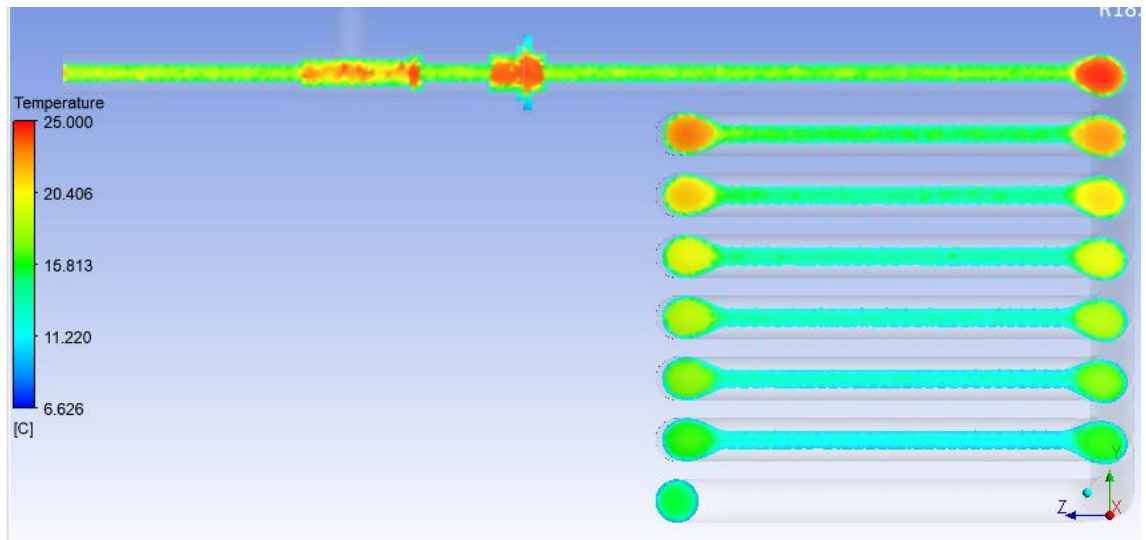
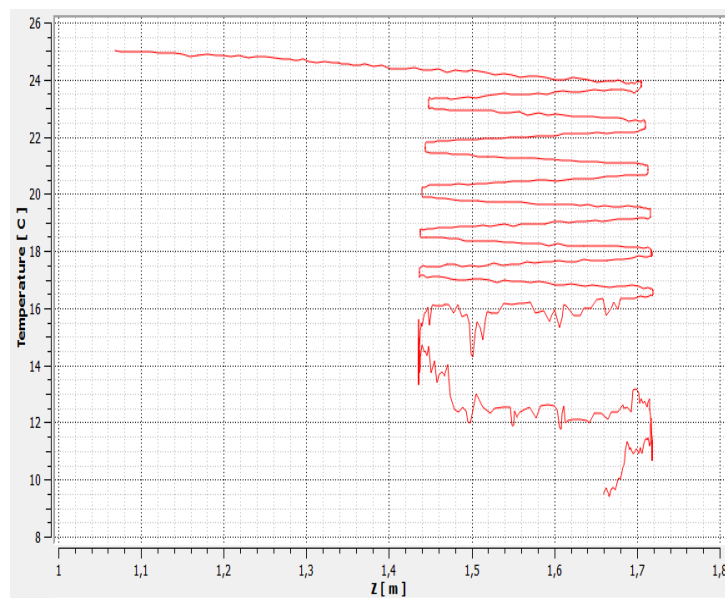


Figura 48. Temperatura del evaporador en plano de sección simétrica.

Elaborado por: Benítez y Martínez.

En la figura 48 y 49 se determina el ingreso del fluido con una temperatura máxima de 25°C en forma de líquido saturado donde mediante el efecto refrigerante se produce una temperatura mínima de 6.626°C. La Figura 49 muestra un cambio fase de estado de líquido a vapor a una temperatura de 16.5°C.



	(°C)
Temperatura ingreso	25
Temperatura cambio de fase liquido-vapor	16.5
Temperatura salida	6.626

Figura 49. Temperatura del Evaporador vs distancia recorrida

Elaborado por: Benítez y Martínez

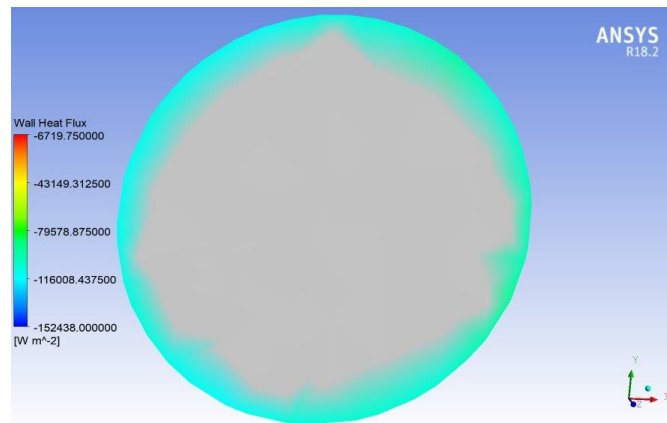


Figura 50. Transferencia de calor del serpentín del evaporador en plano XY.
Elaborado por: Benítez y Martínez

La condición de trabajo de este componente del sistema demuestra el flujo de calor transmitido hacia las paredes del evaporador y su punto máximo de transferencia. Según valores de la figura 50 y 51 el intercambio de calor se da desde el refrigerante que se evapora en el elemento hacia el fluido al cual se quiere enfriar.

Conforme el fluido se acerca a las paredes del serpentín la transferencia de calor que sale del sistema va en un rango mínimo de -57950 W/m^2 hasta un máximo de -117754 W/m^2 .

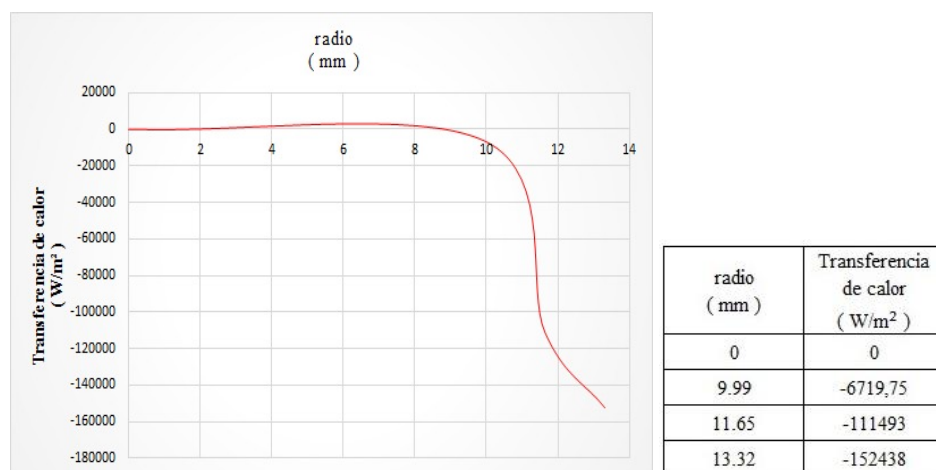


Figura 51. Transferencia de calor de serpentín del evaporador en plano XY.
Elaborado por: Benítez y Martínez

Por la acción de la válvula de expansión el fluido contenido en el evaporador es lento y depende de la apertura de la aguja de la válvula, que permitirá el paso de flujo hacia el evaporador, teniendo en cuenta que su proporción es inversa con la velocidad y presión.

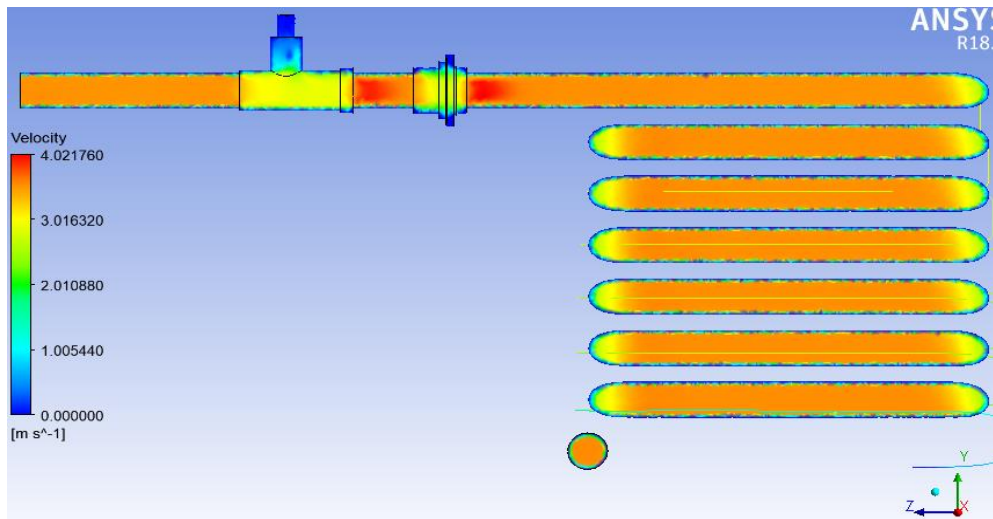


Figura 52. Velocidad en plano de sección simétrica referente al evaporador.

Elaborado por: Benítez y Martínez

En la Figura 52 y 53 se visualiza la velocidad en función del radio del evaporador, tiene un valor máximo de 4.96 m/s en el centro de la tubería y a medida que el fluido se acerca a las paredes la velocidad disminuye hasta un mínimo de 0.068 m/s, representando una reducción de 98.6%

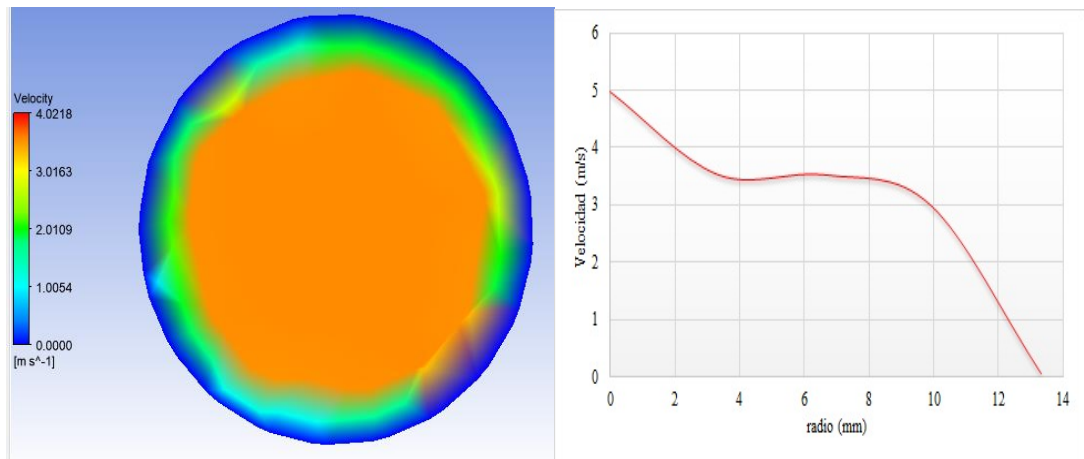


Figura 53. Velocidad vs radio del evaporador. Elaborado por: Benítez y Martínez

La Figura 55 del plano seccionado simétrico muestra un fluido casi estacionario, esto se traduce a un caudal constante que es proporcionado por la máxima apertura de la válvula de expansión.

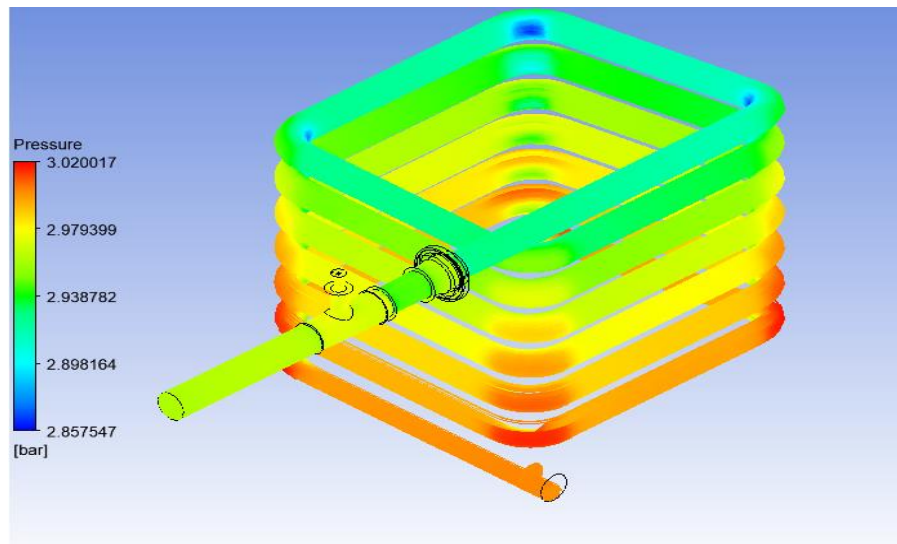


Figura 54. Presión en plano de sección simétrica referente al evaporador.

Elaborado por: Benítez y Martínez.

En la Figura 54 la presión en longitud de la tubería es mínimamente variable, debido a la caída de presión existente en su interior de 0.13 bar a lo largo del serpentín del condensador, debido a factores como cambios de geometría en longitud y en especial a la fricción que se da lugar entre partículas del fluido o contra las paredes de la tubería. Se observa la variación de la presión en las filas del serpentín obteniendo un máximo valor de 3.02 bares y un mínimo de 2.89 bares.

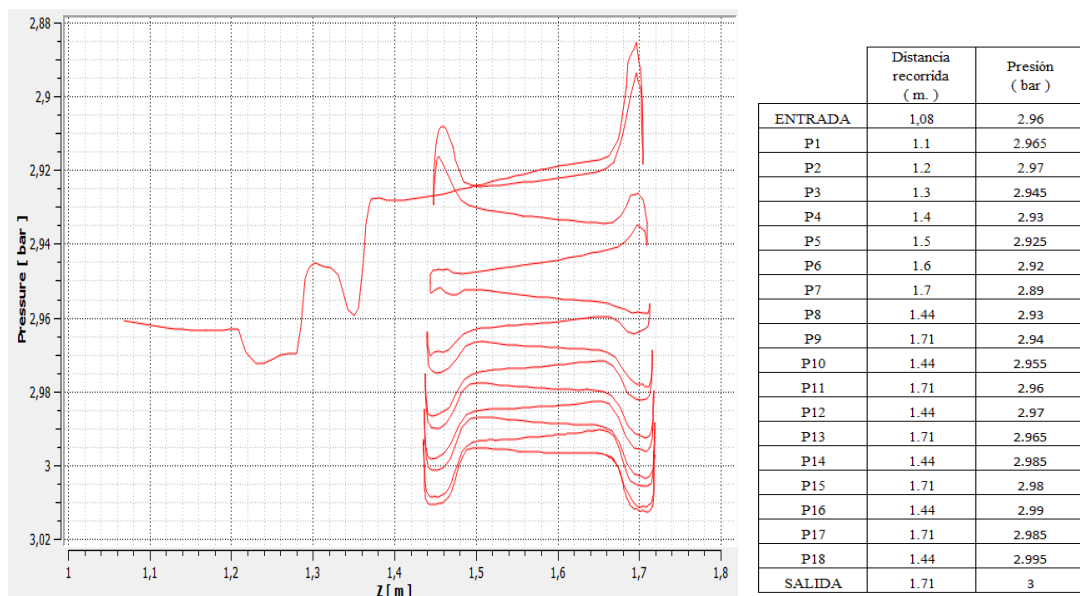


Figura 55. Presión vs Distancia recorrida del evaporador. Elaborado por: Benítez y Martínez

4.4. Válvula De Expansión

La válvula de expansión se discretizó con elementos tetraédricos y consta de 66720 nodos, 339348 elementos y una métrica de malla Skewness en promedio de 0.22511; valor que se encuentra dentro del rango de excelencia para simulación en ANSYS.

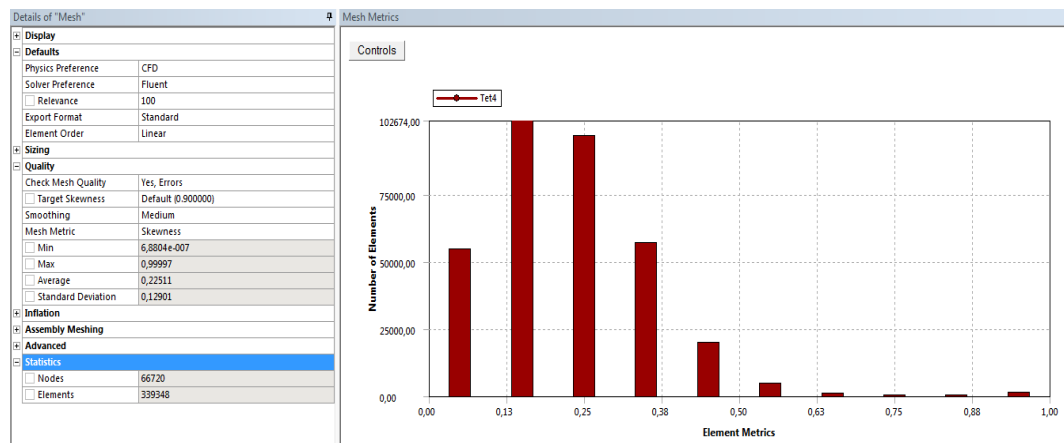


Figura 56. Calidad de malla para la válvula de expansión. Elaborado por: Benítez y Martínez

Las gráficas obtenidas de la simulación CFD demuestran el funcionamiento complejo interno de esta válvula de tipo aguja; el modelo 3D se lo obtuvo directamente del catálogo online (Anexo 14) y luego de un procesamiento en el software ANSYS SpaceClaim se obtuvo el volumen del dominio interno de esta válvula al estar en su punto máximo de apertura como modelo de ensayo critico de flujo total (Figura 60).

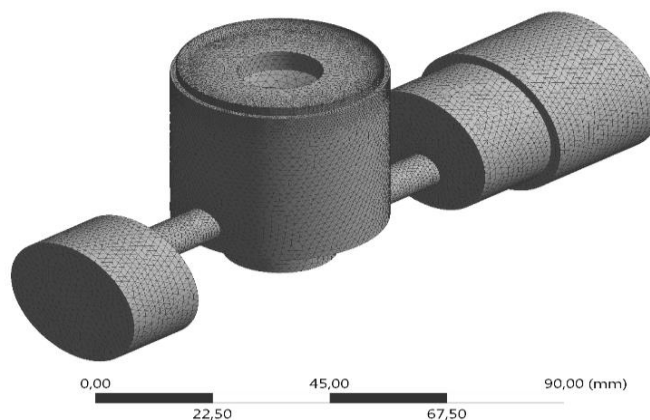


Figura 57. Mallado de volumen de control de válvula de expansión. Elaborado por: Benítez y Martínez.

En la Figura 59 La temperatura al inicio de la válvula es el resultado del flujo final del condensador. La válvula recibe un fluido líquido con una temperatura promedio de 25°C, y al pasar en ella su temperatura se mantiene en ese promedio por efecto de su máxima apertura del sistema de aguja, y el choque de temperaturas que existe en la línea de flujo aledaño al siguiente componente del sistema del evaporador que está a una temperatura de 6°C.

En la Figura 60 se genera una de temperatura máxima de ingreso de 25°C y una temperatura de salida de 24.936°C presentando una variación del 0.26% lo que representa 0.064°C

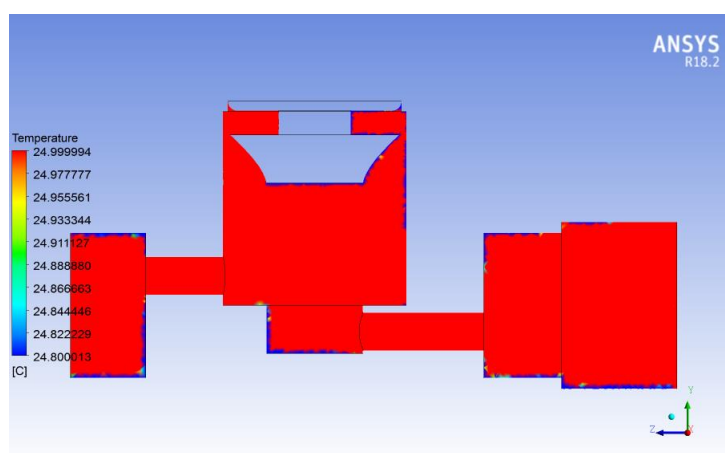
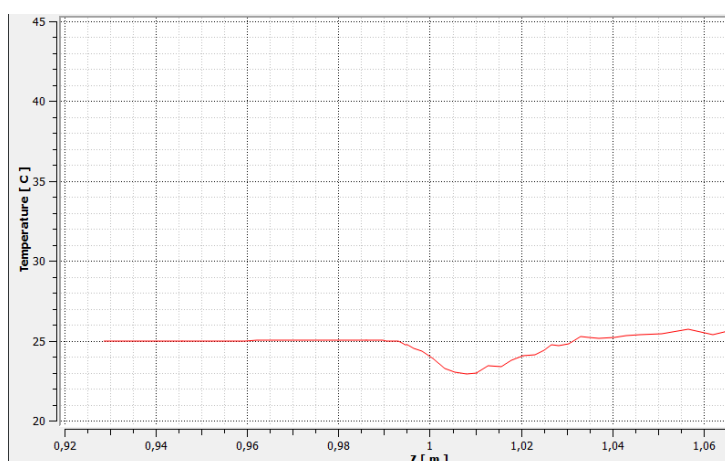


Figura 58. Temperatura en plano de sección simétrica YZ referente a la válvula de expansión.

Elaborado por: Benítez y Martínez



	Distancia recorrida (m)	Temperatura (°C)
ENTRADA	0.92	25
P1	0.93	24.984
P2	0.94	24.968
P3	0.96	24.952
P4	0.98	24.94
P5	1	24.938
P6	1.02	24.936
P7	1.04	24.936
SALIDA	1.08	24.936

Figura 59. Temperatura vs. Distancia recorrida de la válvula de expansión.

Elaborado por: Benítez y Martínez

La transferencia de calor se evidencia el cambio de sección diametral en la línea de flujo por el modelo geométrico de este tipo de válvula seleccionada, provoca una reducción de velocidad en las secciones de menor diámetro, además de generar turbulencia en la cámara de la válvula, efecto que se muestra en la Figura 61 (Velocidad) y la Figura 62 (presión).

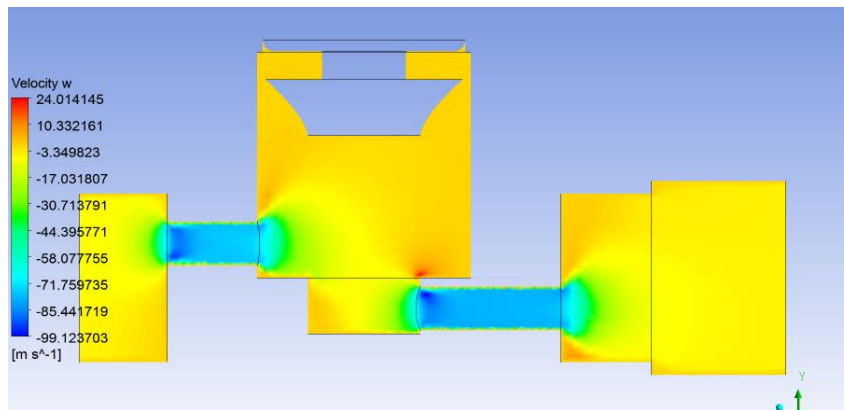


Figura 60. Velocidad en plano de sección simétrica referente a la válvula de expansión. Elaborado por: Benítez y Martínez

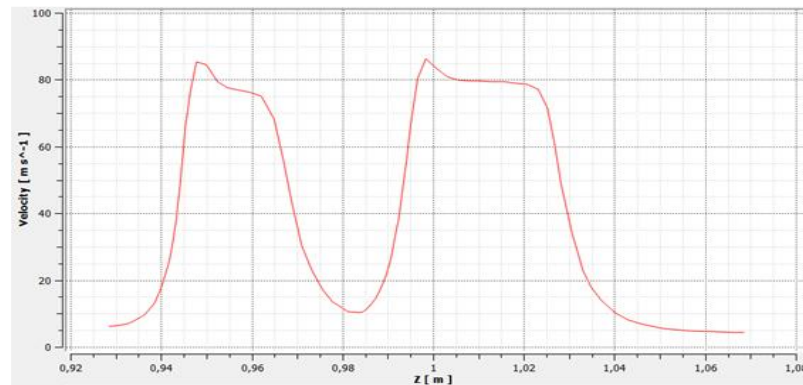


Figura 61. Velocidad vs Distancia recorrida de la válvula de expansión.

Elaborado por: Benítez y Martínez.

En la Figura 61 se representa la variación de la velocidad en función de la distancia de la válvula de expansión, cuya velocidad al ingreso de la válvula se registra en 5 m/s y debido a la reducción del diámetro su velocidad aumenta hasta un punto máximo de 85 m/s, lo que representaría una variación de la velocidad del 94.11%, esto debido al cambio de sección entre el paso del flujo a la entrada y salida de la cámara de la válvula. En el grafico 63 se evidencia el cambio de presión de entrada y salida en la válvula de expansión. En el ingreso se registra una presión de 10 Bar y a la salida una presión 3 bar lo que representaría un cambio de presión del 70%.

En la cámara de la válvula de tipo aguja se genera un efecto de caída de presión evidenciada en la gráfica 63, debido al cambio de sección al ingresar o salir de la cámara de la válvula.

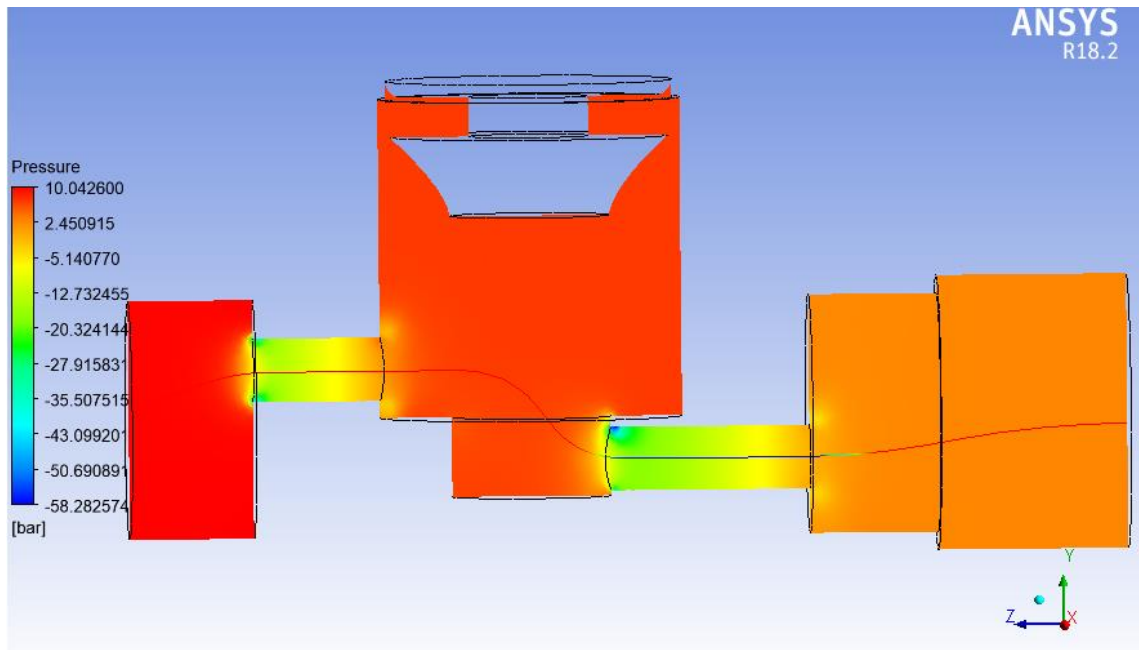


Figura 62. Presión en plano de sección simétrica referente a la válvula de expansión.

Elaborado por: Benítez y Martínez

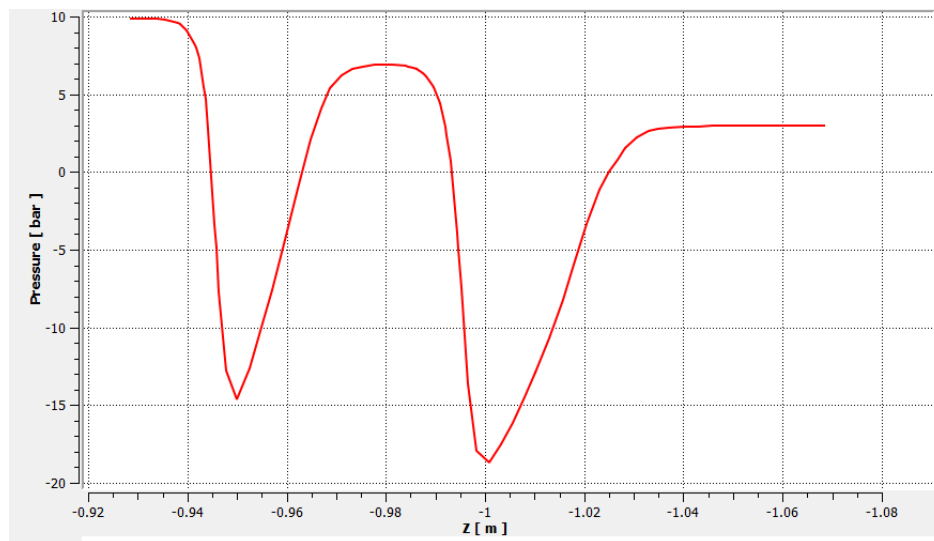


Figura 63. Presión vs Distancia recorrida de la válvula de expansión

Elaborado por: Benítez y Martínez

CAPÍTULO V

ANÁLISIS ECONÓMICO

En el presente capítulo se realiza el análisis de costos de la inversión para la fabricación del sistema de refrigeración.

Se analizará dos costos fundamentales:

- Costos directos
- Costos indirectos

5.1. Costos directos

Costos directos se subdividen en:

- Costo de mano de obra
- Costo servicios de terceros
- Costo de materia prima

5.1.1. Costo de mano de obra

Se representa solo por el tiempo de construcción del sistema.

Tabla 13. Costo mano de obra [105].

DESCRIPCIÓN	HORAS	USD/HORA	TOTAL (USD)
Soldador	60	2.72	163.2
Ayudante	60	2.1	126
TOTAL			289.2

5.1.2. Costo servicios de terceros

La Tabla 14 muestra los costos de servicios a terceros, así como el costo de hora/máquina que se utilizará para construcción del sistema.

Tabla 14. Costo mecanizado [105].

ÍTEM	PROCESO	HORAS	USD/HORA	TOTAL (USD)
1	Corte de material	6	2	12
2	Dobles de planchas	1	2.5	2.5
3	Doblado de tubería	8	0.9	7.2
4	Barolado de plancha	1	1.6	1.6
5	Soldadura Mig-Mag	12	6.5	78
6	Pintura	4	6	24
			TOTAL (USD)	125.3

5.1.3. Costo de materia prima

La materia prima son los materiales que serán utilizados para el proceso de construcción del sistema de refrigeración, en Tabla 15 y 16 se detallan materiales con sus costos.

Tabla 15. Costos de materiales [106].

ÍTEM	PARTE DE SISTEMA	DESCRIPCIÓN	VALOR UNITARIO (USD)	CANTIDAD	VALOR TOTAL (USD)
1	Estructura para soporte de componentes	Tubo cuadrado de 1.5 pulgadas, norma ASTM A500 por 1.5 mm espesor	15.81	1	15.81
2	Estructura para apoyos de soporte de componentes	Tubo rectangular de 2 pulgadas * 1 pulgada norma ASTM A 500 por 1.5 mm de espesor	14.71	1	14.71
3	Condensador	Tubo redondo de 1 pulgada Tubería ASTM A 53 cedula 40 sin costura	21.71	1	21.71
4	Aleta del Condensador	Plancha de acero galvanizado, ASTM A 653 CS, por 1.4 mm de espesor	39.7	1	39.7
5	Evaporador	Tubo redondo 1 pulgada Tubería ASTM A 53 cedula 40 sin costura	21.71	2	43.42
6	Caja Evaporador	Plancha de acero galvanizado, ASTM A 653 CS, por 1.4 mm de espesor	39.27	1	39.27
7	Absorbedor	Plancha de acero galvanizado, AISI 304 2B por 1.2 mm de espesor	28.05	1	28.05
8	Colector solar	Plancha de acero inoxidable AISI 430 por 0.9 mm de espesor	81.99	1	81.99
9	Tubería del sistema	Tubería ASTM A53 de 1 pulgada cedula 40 sin costura	43.46	1	43.46
10	Tubo del colector solar	Tubería ISO R65, serie liviana 2 (ISO II) de 1 pulgada cedula 40 sin costura	17.29	1	17.29
11	Base para soporte de colector solar	Tubo cuadrado de 1,5 pulgadas, norma ASTM A 500 por 1.5 mm espesor con costura	15.81	1	15.81
12	Soporte de base de colector solar	Tubería estructural redonda, ASTM A500, 1 1/4 pulgadas por 1.5 mm de espesor con costura	32.2	1	32.2
13	Accesorios del sistema	Codo 1 pulgada de acero inoxidable, ASTM A312	8.5	6	51
14	Accesorios del sistema	Unión de 1 pulgada de acero inoxidable, ASTM A312	4.6	10	46
15	Accesorios del sistema	Universal 1 pulgada de acero inoxidable, ASTM A312	8.44	7	59.08
16	Accesorios del sistema	Chumacera marca Koyo de piso de 1" relubricable	15.4	2	30.8
17	Sistema de medición de presión	Manómetro Wika type 213.53 con rosca vertical y glicerina de 0 a 200 psi	40	2	80

18	Válvula de expansión	Válvula de expansión tipo aguja modelo NBSS-TS16-0-G	87	1	87
19	Accesorios del sistema	Válvula anti retorno Modentic PN40 YSP 800 de 1"	65	1	65
				Valor total (USD)	812.3

Tabla 16. Costos de refrigerante y absorbente [107]

DESCRIPCIÓN	VALOR UNITARIO (USD)	CANTIDAD	VALOR TOTAL
Amoníaco	4	4	16
Amoníaco en solución acuosa al 50%	4.2	1	4.2
Agua destilada	3.5	4	14
Valor total (USD)			34.2

5.1.4. Resumen de costos directos

Tabla 17. Resumen de costos

DESCRIPCIÓN	VALOR (USD)
Costo materia prima	812.3
Costo de refrigerante y absorbente	34.2
Costo mano de obra	289.2
Costo servicio de terceros	125.3
TOTAL COSTOS DIRECTOS (USD)	1261

Elaborado por: Benítez y Martínez

5.2. Costos indirectos

Los costos indirectos se atribuyen a valores que no son parte de construcción del sistema pero que aportan en el proyecto, así como imprevistos que se tiene en este proceso.

Tabla 18. Costos Indirectos

DESCRIPCIÓN	VALOR (USD)
Investigación	22
Diseño y Simulación	170

Transporte	38
Impresiones	25
Otros	22
Total costos (USD)	277.0

Elaborado por: Benítez y Martínez

El costo total del proyecto corresponde a la suma total de los costos.

$$\text{Costo Total} = \text{Costos directos} + \text{Costos Indirectos} \quad \text{Ec. (103)}$$

$$\text{Costo Total} = \text{USD } 1261 + \text{USD } 277$$

$$\text{Costo Total} = \text{USD } 1538 \quad \text{Ec. (104)}$$

5.3. Análisis financiero

Se validará la rentabilidad del sistema mediante la comprobación de un análisis financiero evaluando los siguientes parámetros:

- Costos de mantenimiento.
- Valor actual Neto (VAN)
- Tasa interna de recursos (TIR)
- Tiempo de recuperación de la inversión

5.3.1. Costos de mantenimiento

Se realizará un mantenimiento preventivo cada seis meses, de presentar algún inconveniente se realizará un mantenimiento correctivo. Los costos de mantenimiento se detallan en Tabla 18.

Tabla 19. Costos de mantenimiento

TIPO DE MANTENIMIENTO	COSTOS (USD)
Mantenimiento Preventivo	20
Mantenimiento Correctivo	27
Valor total	47

Elaborado por: Benítez y Martínez

5.3.2. Costos de operación

Los costos de operación están dados por el consumo de agua y amoniaco.

Tabla 20. Costos por operación

CONSUMOS PARA OPERACIÓN	COSTOS ANUAL (USD)
Consumo de agua	9,3
Consumos de Amoniaco y agua destilada	18.5
Valor total	27.8

Elaborado por: Benítez y Martínez

5.3.3. Inflación del valor del sistema

La inflación es al aumento de precios de servicios y productos respecto a la economía del país, según el instituto de estadísticas y censos [108], muestra los datos de inflación para el año actual y los siguientes 4 años.

Tabla 21. Tasa de Inflación [109]

AÑO	TASA DE INFLACIÓN (%)
2018	3.35
2019	3.30
2020	3.35
2021	3.32
2022	3.34

5.3.4. Ingresos

Los ingresos se deben considerar con el ahorro de energía, según la Empresa Eléctrica el consumo promedio de consumo de energía de un refrigerador domestico es de 0.264 kWh [110], con una capacidad aproximada de 3.5 kg y un costo de 0.0933 centavos el kWh [111], que al año equivale a 215.77 kWh.

El valor de ahorro de energía se expresa en la Tabla 20.

Tabla 22. Ingresos

AÑO	INFLACIÓN (%)	VALOR POR AHORRO DE ENERGÍA ANUAL (USD)
2018	3.35	223.00

2019	3.30	223.13
2020	3.35	223.24
2021	3.32	223.18
2022	3.34	223.22

Elaborado por: Benítez y Martínez

Con la implementación del sistema de refrigeración se evita la compra de refrigeradora marca MIDEA BLANCO 93L 3.3 pies, que tiene una capacidad de enfriamiento aproximadamente de 3.5 kg [112].

Tabla 23. Valor de ahorro al evitar comprar una refrigerado.

AÑO	INFLACIÓN (%)	VALOR POR AHORRO COMPRA DE REFRIGERADORA (USD)
2018	3.35	183.96
2019	3.30	184.07
2020	3.35	184.17
2021	3.32	184.11
2022	3.34	184.15

Elaborado por: Benítez y Martínez

5.3.5. Flujo neto de caja

Son las salidas y entradas netas de dinero de una empresa en un período determinado [113].

El flujo neto de caja es la diferencia entre ingreso y costos, en este caso los ingresos son el ahorro de energía eléctrica y costo de refrigeradora, y los costos son los valores por mantenimiento.

Tabla 24. Flujo neto de caja

AÑO	INGRESOS TOTALES (USD)	COSTOS (USD)	FLUJO NETO DE CAJA (USD)
2018	406.96	62.84	344.12
2019	407.20	62.87	344.33
2020	407.41	62.91	344.50
2021	407.30	62.89	344.41
2022	407.37	62.90	344.47

Elaborado por: Benítez y Martínez

5.3.6. Valor actual neto (VAN)

Es un criterio de inversión que consiste en actualizar los cobros y pagos de un proyecto o inversión para conocer cuánto se va a ganar o perder con esa inversión [114]. Se debe tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

$VAN > 0$ = Producirá ganancias, el proyecto es rentable

$VAN < 0$ = Producirá pérdidas, el proyecto debe rechazarse

$VAN = 0$ = No genera pérdidas ni ganancias, se debe volver analizar el proyecto

Se calcula mediante la siguiente expresión.

$$VAN = \sum_{n=1}^N \frac{Q_n}{(1+r)^n} - I \quad \text{Ec. (105)}$$

Donde:

Q_n = Flujo neto de caja (USD)

I = Valor de desembolso inicial de inversión (USD)

n = Número de periodos considerados (años)

r = Tasa de renta fija

En el Ecuador la tasa de renta fija para bienes y servicios es cero, ya que no pagan impuestos [115].

Tabla 25. Cálculo del VAN

PERÍODO	FLUJO NETO DE CAJA (USD)
1	344.12
2	344.33
3	344.50
4	344.41
5	344.47
VAN	183.84

Elaborado por: Benítez y Martínez

En tabla 22 se demuestra que el valor del VAN es (USD) 183.84, razón por lo cual el proyecto producirá ganancias.

5.3.7. Tasa interna de retorno (TIR)

Es la tasa de interés de una inversión. Es el porcentaje de beneficio o pérdida que tendrá una inversión para las cantidades que no se han retirado del proyecto [116].

se debe tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

- Si $TIR > k$, el proyecto de inversión será aceptado. En este caso, la tasa de rendimiento interno que obtenemos es superior a la tasa mínima de rentabilidad exigida a la inversión.
- Si $TIR = k$, estaríamos en una situación similar a la que se producía cuando el VAN era igual a cero. En esta situación, la inversión podrá llevarse a cabo si mejora la posición competitiva de la empresa y no hay alternativas más favorables.
- Si $TIR < k$, el proyecto debe rechazarse. No se alcanza la rentabilidad mínima que le pedimos a la inversión [117].

Se utiliza la siguiente expresión:

$$VAN = \sum_{n=1}^N \frac{Q_n}{(1 + TIR)^n} - I \quad \text{Ec. (106)}$$

Donde:

Q_n = Flujo neto de caja (USD)

I = Valor de desembolso inicial de inversión (USD)

n = Número de periodos considerados (años)

r = Tasa de renta fija

Tabla 26. Calculo del TIR

FLUJOS	USD
Inversión	-1538
Flujo de caja 2018	344.12
Flujo de caja 2019	344.33
Flujo de caja 2020	344.50
Flujo de caja 2021	344.41
Flujo de caja 2022	344.47
TIR	4%

Elaborado por: Benítez y Martínez

El cálculo del TIR equivale al 4%, lo que significa que la tasa interna de retorno es mayor a la tasa de renta fija, por lo cual el proyecto es aceptable.

5.3.8. Período de recuperación de la inversión

Usando metodología PAY BACK se calcula el tiempo requerido para recuperar la inversión [117].

Tabla 27. Cálculo de recuperación de inversión

AÑO	FLUJO NETO DE CAJA (USD)	FLUJO DE CAJA ACUMULADO (USD)
0	-1538	-1538
1	344.12	-1193.88
2	344.33	-849.55
3	344.50	-505.04
4	344.41	-160.64
5	344.47	183.84

Elaborado por: Benítez y Martínez

Realizado el flujo de caja acumulado se procede a despejar la siguiente ecuación.

$$PRI = A + \frac{B}{BN} \quad \text{Ec. (107)}$$

Donde:

A = Año último de flujo de caja acumulado negativo (años)

B = Valor absoluto del último año de flujo de caja acumulado negativo (USD)

BN = Valor del siguiente año de flujo de caja acumulado (USD)

$$PRI = 4 + \frac{160.64}{344.47} \quad \text{Ec. (108)}$$

PRI es igual a la inversión del proyecto se recuperará en 4 años con 5 meses.

CONCLUSIONES

Se seleccionó el módulo Fluent del software ANSYS Academic Student 18.2 para el diseño y simulación del sistema de refrigeración solar debido a su fidelidad y precisión para la simulación CFD, con una métrica “Skewness” de promedio 0.22 para elementos tetraédricos por la adaptabilidad a las curvas complejas que poseen los componentes del sistema.

Se identificó, diseñó y simuló los componentes críticos del sistema, resultando el evaporador, la válvula de expansión y el condensador los seleccionados; para los que se obtuvieron los vectores de velocidad, presión, temperatura y coeficiente de transferencia de calor producidos por un caudal de refrigerante a través de la circulación por los elementos mencionados.

El modelado y ensamble de los componentes del sistema junto a los accesorios del sistema de absorción, así como la correcta configuración de las condiciones de contorno (Presión Atmosférica, Espesor de pared y temperatura ambiente) permitieron obtener simulaciones de la circulación del refrigerante a través de los elementos mencionados. Obteniendo parámetros de funcionamiento de todos ellos en cada una de sus etapas.

Las mallas establecidas para componentes del condensador, evaporador y válvula de expansión obtienen promedios de 0.2195, 0.22508, 0.22511 respectivamente, valores que están dentro del grado de Espectro de calidad de métricas, este resultado establece que la simulación tenga un grado de excelencia apegado a la realidad.

La simulación en el condensador permite obtener una velocidad constante de 0.047 m/s, esto permite que se tenga una mínima caída de presión en su interior de 0.00075 bar, obteniendo condiciones recomendables para el sistema.

Los resultados de la simulación en el evaporador permitieron obtener una temperatura de enfriamiento de 6.626°C, lo que demuestra un desfase con la temperatura teórica de cálculo que fue de 6°C, presentando una variación del 10.43%.

La simulación en válvula de expansión permite visualizar que no existe cambios relevantes de temperatura, con una variación del 0.26% equivalente a 0.064°C obteniendo un buen desempeño para aporte del sistema de refrigeración.

El dimensionamiento de la parábola del colector solar y la selección de los elementos de control permitieron lograr que el refrigerante contenido en la tubería ubicada en el foco del colector en su máxima posición horaria de trabajo logre calentar el refrigerante a una temperatura de 80°C en promedio para después trasladarse sobre una línea de flujo hacia el condensador donde llega a una temperatura promedio de 70°C que luego se conecta a una válvula de expansión abierta en su totalidad lo que permite el libre flujo del refrigerante hacia el evaporador donde se obtuvo una temperatura de refrigeración de 6.626°C . Valores de trabajo que son los ideales y cumplen con la función del sistema de refrigeración.

Mediante cálculos se determinó el VAN: 183.84 USD y el TIR: 4%. Demostrando que el proyecto es rentable, y según cálculos del Pay Back la recuperación de la inversión será en 4 años con 5 meses.

RECOMENDACIONES

Efectuar simulación por elementos finitos, ya permite lograr predecir las condiciones de trabajo de un sistema o sus componentes sin la necesidad de datos experimentales de campo, lo que permite un ahorro significativo de tiempo y dinero de implementación.

Realizar un protocolo de pruebas que simule las condiciones máximas y mínimas de trabajo operacionales de diferentes componentes del sistema como proceso de validación de los mismos.

Realizar un protocolo de pruebas para cada concentración de refrigerante - agua que se pudiese usar para el sistema de refrigeración a modo de testeo de datos operacionales de los componentes.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Ministerio Coordinador de Sectores Estratégicos, «Energía primaria,» 2016. [En línea]. Available: <http://www.sectoresestrategicos.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2017/04/BALANCE-ENERGETICO-2016-PARTE-1.pdf>. [Último acceso: 14 Agosto 2017].
- [2] INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGÍA E HIDROLOGÍA (INAMHI)., «Irradiación solar global anual promedio en el Ecuador,» Enero 2010. [En línea]. Available: www.inamhi.gob.ec/index.php/paute.. [Último acceso: Agosto 2017].
- [3] Junta de Andalucía, «Fuentes de agua refrigerada,» 2018. [En línea]. Available: http://www.juntadeandalucia.es/averroes/centros-tic/21700502/moodle/file.php/77/2_Curso/0040._Montaje_y_mantenimiento_de_equipos_de_refrigeracion_comercial/Capitulo_III/Fuentes_de_agua_refrigerada_b.pdf. [Último acceso: 2018].
- [4] R. Boas, «Diseño y construcción de un refrigerador solar por absorción de tipo intermitente,» ESPOL, 2004. [En línea]. Available: <https://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/4316>. [Último acceso: Diciembre 2017].
- [5] MEER, «Ministerio de Electricidad y Energía Renovable,» 2016. [En línea]. Available: <https://www.energia.gob.ec/biblioteca/>. [Último acceso: 2018].
- [6] A. Idoia , «Sistemas de refrigeración aire acondicionado: compresión y absorción,» caloryfrio.com, 2007. [En línea]. Available: <https://www.caloryfrio.com/aire-acondicionado/aire-instalaciones->

componentes/sistemas-de-refrigeracion-compresion-absorcion.html.

[Último acceso: 2018].

- [7] Myprofeciencias, «Otras energías renovables para nuestro planeta,» 2011. [En línea]. Available: <https://myprofetecnologia.wordpress.com/2011/03/04/otras-energias-renovables-para-nuestro-planeta/>. [Último acceso: 2018].
- [8] Equipos y Laboratorio de Colombia, «QUE ES LA REFRIGERACION POR ABSORCION,» 2011. [En línea]. Available: https://www.equiposylaboratorio.com/sitio/contenidos_mo.php?it=4069. [Último acceso: 2018].
- [9] A. Cabrera Gonzáles, «Sistemas de absorción en sistemas HVAC,» Programa de las Naciones Unidas(PNUMA), Abril 2010. [En línea]. Available: <https://es.slideshare.net/ozonaction/1-sistemas-de-absorcin>. [Último acceso: Octubre 2017].
- [10] ICEBSE JOURNAL, «Module 10: Absorption refrigeration,» 2010. [En línea]. Available: <https://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2009-11/>. [Último acceso: 2018].
- [11] M. C. Tobajas, «Montaje y mantenimiento de instalaciones solares térmicas: replanteo de instalaciones solares térmicas,» C. Pina, Ed., Barcelona, Ediciones Ceysa, 2012.
- [12] Universidad de Sevilla, «ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR POR ABSORCIÓN.,» Marzo 2016. [En línea]. Available: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5070/fichero/CAPITULO+3%252FC>

- AP%C3%8DTULO+3.0+MAQUINAS+DE+ABSORCION.pdf. [Último acceso: 23 Julio 2018].
- [13] M. Cañadas y J. Torres, «Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico,» Agosto 2010. [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/doc/294180620/Diseno-de-Un-Refrigerador-Por-Absorcion-Para-Uso-Didactico>. [Último acceso: 12 11 2017].
- [14] M. Cañadas y J. Torres, «Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico,» 08 2010. [En línea]. Available: <https://core.ac.uk/download/pdf/11227492.pdf>. [Último acceso: 12 11 2017].
- [15] S. Kaushick y S. Chandra, «Coefficient of performance of an ideal absorption cycle,» 1983. [En línea]. Available: <https://sci-hub.tw/https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0306261983900132#>. [Último acceso: 2018].
- [16] Refrigeración por absorción, «Refrigeración por absorción,» 14 06 2011. [En línea]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Refrigeraci%C3%B3n_por_absorci%C3%B3n. [Último acceso: 12 11 2017].
- [17] D. García Almiñana, Instalaciones de refrigeración y aire acondicionado, Primera ed., Barcelona : UOC, 2007.
- [18] Agencia Estatal Boletín Oficial del Estado, «BOLETÍN OFICIAL DEL ESTADO,» 05 Febrero 2009. [En línea]. Available: <https://www.boe.es/boe/dias/2009/02/05/pdfs/BOE-A-2009-1964.pdf>. [Último acceso: 05 Abril 2018].

- [19] ASME, «Codigo Asme para calderas y recipientes a presión,» 1992. [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/doc/286464770/ASME-BPVC-VIII-Espanol-pdf>. [Último acceso: 2018].
- [20] COFRICO GRUPO, «Amoniac como refrigerante: ventajas y desventajas,» Bergondo, 2017.
- [21] B. María, J. L. Labra, D. Salavera , M. S. Larrechi y A. Coronas , «DETERMINACIÓN DE LA COMPOSICIÓN DE DISOLUCIONES ACUOSAS DE LiBr PARA SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN. ESTUDIO COMPARATIVO DE DIFERENTES TÉCNICAS,» de *9º CONGRESO NACIONAL INGENIERÍA TERMODINÁMICA LIBRO DE ACTAS*, Primera ed., Cartagena, 2015, pp. 11-12.
- [22] R. Ventas, A. Zacarías, A. Lecuona y M. Venegas, «Influencia de los Intercambiadores en Modelo de Áreas de Paso Efectivas en Máquinas de Absorción de Simple Efecto.,» V Congreso Ibérico y III Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío, Madrid, 2009.
- [23] Energias Renovables info, «Energía solar: ventajas e inconvenientes,» Energias Renovables info, Noviembre 2014. [En línea]. Available: <http://www.energiasrenovablesinfo.com/solar/energia-solar-ventajas-inconvenientes/>. [Último acceso: Octubre 2017].
- [24] Dirección General de Industria, Energía y Minas, «Guía de la Energía Solar,» Industrias Graficas El Instalador, Madrid, 2006.
- [25] Union of Concerned Scientists, «The Solar Resource,» Massachusetts, 2015.

- [26] C. Mendoza, «Viabilidad técnica-económica de una central solar termoeléctrica de colectores cilíndricos parabólicos para su implementación de México,» UNAM, Marzo 2012. [En línea]. Available: <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/handle/132.248.52.100/277?show=full>. [Último acceso: Octubre 2017].
- [27] R. Martín Lamaison, «Energía Solar Fotovoltaica (ESF),» Marzo 2004. [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/document/74433313/radiacion>. [Último acceso: Octubre 2017].
- [28] J. Méndez y R. García, «Energía Solar Fotovoltaica,» Graficas MARCAR, Madrid, 2007.
- [29] VITAE, «Tipos de radiación solar,» VITAE, Marzo 2017. [En línea]. Available: <http://www.enpazconelsol.com/posts/tipos-de-radiaciones-solares>. [Último acceso: Octubre 2017].
- [30] Inside the Nature, «¿Qué es el EFECTO ALBEDO?,» Inside the Nature, Diciembre 2012. [En línea]. Available: <https://insidethenature.wordpress.com/2012/12/12/que-es-el-efecto-albedo-3/>. [Último acceso: Octubre 2017].
- [31] C. p. I. I. Energética, «Energía Solar,» Corporación para la Investigación Energética, [En línea]. Available: <http://energia.org.ec/cie/energia-solar/>. [Último acceso: Octubre 2017].
- [32] G. Velasco y E. Cabrera, «Generación solar fotovoltaica dentro del esquema de generación distribuida para la provincia de Imbabura,» Escuela Politécnica del Ejército, 2009. [En línea]. Available:

- <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/9350/1/P72.pdf>. [Último acceso: Octubre 2017].
- [33] Instituto Nacional de Eficiencia Energética y Energías Renovables, «ANÁLISIS DE LAS OPORTUNIDADES DE I+D+i EN EFICIENCIA ENERGÉTICA Y ENERGÍAS RENOVABLES EN ECUADOR,» 2016. [En línea]. Available: <http://iner.ec/plataforma/Documento.pdf>. [Último acceso: Noviembre 2017].
- [34] CONELEC, «Atlas solar del Ecuador,» CONELEC, 2008. [En línea]. Available: <http://biblioteca.olade.org/opac-tmpl/Documentos/cg00041.pdf>. [Último acceso: Octubre 2017].
- [35] NASA, «NASA Surface meteorology and Solar Energy,» NASA, 2017. [En línea]. Available: <https://eosweb.larc.nasa.gov/cgi-bin/sse/retscreen.cgi?email=rets%40nrcan.gc.ca&step=1&lat=-0.2298500&lon=-78.5249500&submit=Submit>. [Último acceso: 2017].
- [36] I. Zabalza Bribián y J. A. Aranda, Energía solar térmica, Zaragoza: Pressas de la Universidad de Zaragoza, 2009.
- [37] F. Fraga López, M. Martínez Ageitos y J. Proupín Castiñeiras, Energías Renovables ¿la energía del futuro?, Lugo: UNICOPIA, 2007.
- [38] EduAmbiental, «Energía Solar Térmica,» 2017. [En línea]. Available: <https://www.google.com/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&ved=2ahUKEwjUvamxlLjcAhVCq1kKHVbYCAgQjhx6BAgBEAM&url=http%3A%2F%2Fwww.educacionambiental.com.co%2Faprovechamiento>

solar%2F&psig=AOvVaw1n1wwAzfhs6suz8ScCwcFk&ust=1532536201485444. [Último acceso: 2018].

- [39] Greenpeace, «Balance termico de colectores solares planos,» Greenpeace, [En línea]. Available: https://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=15&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwj62J3mtqzXAhWE1CYKHxjQAEcQFghpMA4&url=https%3A%2F%2Fwww.u-cursos.cl%2Fingenieria%2F2008%2F2%2FME716%2F1%2Fmaterial_docente%2Fbajar%3Fid_material%3D201904&usg=AOv. [Último acceso: Noviembre 2017].
- [40] J. A. Vicente Soltero y J. J. Guerra Macho, *Análisis de Sistemas de Refrigeración Solar por Absorción y Adsorción*, Sevilla: Universidad de Sevilla, 2015.
- [41] S. Vendan, L. Shunmuganathan, T. Manojkumar y C. Shiva Thanu, «Study on Design of an Evacuated Tube Solar Collector for High Temperature Steam Generation,» *IJETAE*, vol. 2, nº 12, pp. 539-541, Diciembre 2012.
- [42] A. Fernández, E. Zarza, L. Valenzuela y M. Pérez, «Parabolic-trough solar collectors and their applications,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, nº 7, pp. 1695-1721, 2010.
- [43] M. Romero Álvarez, «ENERGÍA SOLAR TERMOELÉCTRICA,» Director Plataforma Solar de Almería-CIEMAT , 2008. [En línea]. Available: <http://www.bionica.info/Biblioteca/RomeroEnergiaSolarTermoelectrica.pdf>. [Último acceso: Noviembre 2017].

- [44] H. Hijazi, O. Mokhiamar y O. Elsamni, «Mechanical design of a low cost parabolic solar dish concentrator,» *Alexandria Engineering Journal*, vol. 55, n° 1, pp. 1-11, Marzo 2016.
- [45] Greenpeace España, «Energía solar térmica de Concentración,» Greenpeace SolarPACES, Madrid, 2009.
- [46] H. Khemani, «Simple Vapor Absorption Refrigeration System,» Noviembre 2010. [En línea]. Available: <http://www.brighthubengineering.com/hvac/65923-simple-vapor-absorption-refrigeration-system/>. [Último acceso: Diciembre 2017].
- [47] Mechanical Engineering, «Vapour absorption refrigeration system,» Mayo 2015. [En línea]. Available: <http://www.mechanicalengineeringblog.com/4812-vapour-absorption-refrigeration-system-refrigeration-system/#.Wib57UribIU>. [Último acceso: Diciembre 2017].
- [48] M. Ramgopal, «Vapour absorption refrigeration systems based on water-lithium bromide pair,» Indian Institute of Technology Kharagpur, Kharagpur, 2014.
- [49] J. P. LÓPEZ, «Modelación de un sistema de refrigeración por absorción,» 2016. [En línea]. Available: <https://tesis.ipn.mx/bitstream/handle/123456789/20846/Modelacion%20de%20un%20sistema%20de%20refrigeracion%20por%20absorcion.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. [Último acceso: 2018].
- [50] I. Pilatowsk y R. BestBesty Brown , «Cálculo de una instalación frigorífica por absorció,» 2013. [En línea]. Available:

- http://www.cear.ufpb.br/arquivos/Cálculo_de_uma_instalación_frigorífica_por_absorción.pdf. [Último acceso: 2018].
- [51] J. Hanania, J. Jenden , S. Kosasih, K. Stenhouse, J. Toor y J. Donev, «Heat transfer mechanisms - Energy Education,» Energyeducation.ca, 2015. [En línea]. Available: http://energyeducation.ca/encyclopedia/Heat_transfer_mechanisms. [Último acceso: Diciembre 2017].
- [52] The Physics Classroom, «Methods of Heat Transfer,» Physicsclassroom.com, 2015. [En línea]. Available: <http://www.physicsclassroom.com/class/thermalP/Lesson-1/Methods-of-Heat-Transfer>. [Último acceso: Diciembre 2017].
- [53] Mansfieldct, «Convection, Conduction and Radiation,» mansfieldct.org, 2017. [En línea]. Available: <https://www.mansfieldct.org/schools/mms/staff/hand/convcondrad.htm>. [Último acceso: Diciembre 2017].
- [54] BYJU'S Physics, «Heat Transfer – Conduction, Convection And Radiation,» byjus.com, Septiembre 2017. [En línea]. Available: <https://byjus.com/physics/heat-transfer-conduction-convection-and-radiation/>. [Último acceso: Diciembre 2017].
- [55] C. Nave, «Heat Transfer,» Hyperphysics.phy-astr.gsu.edu, 2016. [En línea]. Available: <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/thermo/heatra.html>. [Último acceso: Diciembre 2017].

- [56] W. Aissa, «Thermodynamics I,» 2012. [En línea]. Available: http://www.kau.edu.sa/Files/0056587/Subjects/Aissa_thermo1_chapter_06.pdf. [Último acceso: Diciembre 2017].
- [57] EDinformatics, «How is heat transferred? Conduction -- Convection -- Radiation,» Edinformatics.com, 2017. [En línea]. Available: http://www.edinformatics.com/math_science/how_is_heat_transferred.htm. [Último acceso: Diciembre 2017].
- [58] J. Lucas, «What Is the First Law of Thermodynamics?,» LivesCiencie, Mayo 2015. [En línea]. Available: <https://www.livescience.com/50881-first-law-thermodynamics.html>. [Último acceso: Diciembre 2017].
- [59] Y. ÇENGEL y M. BOLES, TERMODINÁMICA, Quinta ed., Mexico D.F: The McGraw-Hill Companies, Inc., 2002.
- [60] ASHRAE, «ASHRAE Fundamentals Handbook,» 2000. [En línea]. Available: <https://sovathrothsama.files.wordpress.com/2016/03/ashrae-hvac-2001-fundamentals-handbook.pdf>. [Último acceso: 2018].
- [61] S. Castro Pizarro, «Diseño y dimensionamiento de una instalación de Frio Solar,» 2013. [En línea]. Available: https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/24216/TFG_Sergio_De-Castro_Pizarro_2016.pdf. [Último acceso: 2018].
- [62] I. Fernández, S. Pérez y C. Renedo, «Ciclos de refrigeración,» 2017. [En línea]. Available: <https://ocw.unican.es/pluginfile.php/1179/course/section/1440/T%2007%20OCW.pdf>. [Último acceso: 2018].

- [63] Y. A. Cengel y M. A. Boles, Termodinamica, Mexico: Editorial Mexicana, 2009.
- [64] J. Mena, «Mimbrea,» 13 Junio 2014. [En línea]. Available: <http://www.mimbrea.com/que-materiales-aislantes-ahorran-mas-energia-a-lo-largo-de-su-vida/>. [Último acceso: 11 Abril 2018].
- [65] F. Mahjouri, «Vacuum Tube Liquid-Vapor (Heat-Pipe) Collectors,» Abril 2008. [En línea]. Available: <http://www.thermomax.com/Downloads/Vacuum%20Tube%20Paper.pdf>. [Último acceso: 03 12 2017].
- [66] Q'ellQa/energía que trasciende, «Colectores Solares de Tubo al vacío y Tecnología Heat Pipe,» Diciembre 2011. [En línea]. Available: <https://qellqacusco.files.wordpress.com/2013/03/colector-solar-tc3a9rmico-de-tubo-al-vacc3ado-y-tecnologc3ada-heat-pipe.pdf>. [Último acceso: 03 12 2017].
- [67] Q'ileQa, «Colectores Solares de Tubo al vacío y Tecnología Heat Pipe,» Marzo 2013. [En línea]. Available: <https://qellqacusco.files.wordpress.com/2013/03/colector-solar-tc3a9rmico-de-tubo-al-vacc3ado-y-tecnologc3ada-heat-pipe.pdf>. [Último acceso: Diciembre 2017].
- [68] EBAY, «EBAY,» 01 Diciembre 2017. [En línea]. Available: https://www.ebay.com/sch/i.html?_odkw=baron+ashura+mazinger+z&_osacat=0&_from=R40&_trksid=p2045573.m570.11313.TR0.TRC0.H0.XColector+de+tubos+de+vacio++.TRS0&_nkw=Colector+de+tubos+de+vacio++&_sacat=0. [Último acceso: 06 Diciembre 2017].

- [69] Opptonline.com, «Las desventajas de colectores de calor solar,» Agosto 2009. [En línea]. Available: <http://www.opttonline.com/eIV3mD5y/>. [Último acceso: 03 Diciembre 2017].
- [70] TERMAS SOLARES Luxxnol, «COLECTORES DE VACIO - TIPOS CALENTADORES SOLARES, TERMAS .,» 05 Enero 2007. [En línea]. Available: <http://www.termasolar.com/2011/06/7-colectores-de-vacio.html>. [Último acceso: 03 Diciembre 2017].
- [71] Lacyqs, «Discos Parabólicos,» 14 Mayo 2015. [En línea]. Available: <http://www.concentrationsolar.org.mx/concentracion-solar/disco-parabolico>. [Último acceso: 11 Abril 2018].
- [72] R. M. Blázquez Carnerero, «ESTUDIO DE LA CALIDAD ÓPTICA DE UN CONCENTRADOR DE DISCO PARABÓLICO,» Noviembre 2014. [En línea]. Available: file:///C:/Users/equipotrabajo/Downloads/TFM_Rosa%20Blazquez.pdf. [Último acceso: 03 Diciembre 2017].
- [73] DISCOS PARABÓLICOS EURODISH, «Plataforma Solar de Almería - Discos Parabólicos,» Agosto 2012. [En línea]. Available: <http://www.psa.es/es/instalaciones/discos/eurodish.php>. [Último acceso: 03 Diciembre 2017].
- [74] THEMORNINGSTATARG2, «Tecnología cilindro parabólico,» 16 2012 Marzo. [En línea]. Available: <https://themorningstarg2.wordpress.com/2012/03/16/tecnologia-cilindro-parabolico/>. [Último acceso: 11 Abril 2018].

- [75] PROYECTO LIBRO DIGITAL, «Colectores solares cilindro parabólico (CCPs),» de *Seminario Internacional Energía solar, Medio Ambiente y Desarrollo*, Lima-Peru, 2004.
- [76] PROYECTO LIBRO DIGITAL, «Colectores solares cilindro parabólico (CCPs),» de *Seminario Internacional Energía solar, Medio Ambiente y Desarrollo*, Lima- Peru, 2004.
- [77] TERMAS SOLARES Luxxol, «COLECTORES DE CONCENTRACIÓN - TIPOS CALENTADORES SOLARES,» Marzo 2012. [En línea]. Available: <http://www.termasolar.com/2011/06/9-colectores-de-concentracion.html>. [Último acceso: 06 Diciembre 2017].
- [78] H2O TEK, «Ventajas De Un Boiler Solar Parabolico Compuesto,» 09 Enero 2017. [En línea]. Available: <http://www.h2otek.com/blog/ventajas-de-un-boiler-solar-parabolico-compuesto-y-un-colector-cilindrico-parabolico/>. [Último acceso: 06 Diciembre 2017].
- [79] C. Cajo, J. Taco y Q. William, «Diseño y construcción de un sistema de calentamiento de agua potable con una capacidad de 60 l/día, mediante el uso de energía solar para una vivienda unipersonal.,» 2017. [En línea]. Available: <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/14546>. [Último acceso: 2018].
- [80] Goodway, «Ammonia as a refrigerant,» Goodway.com, 2010. [En línea]. Available: <http://www.goodway.com/hvac-blog/2009/08/ammonia-as-a-refrigerant-pros-and-cons/>. [Último acceso: Noviembre 2017].
- [81] York Internacional, S.A. de C.V, «Industrial refrigeration with ammonia for the food industry,» York Internacional, S.A., 2005. [En línea]. Available:

- <http://www.seafood-today.com/ediciones/SF%202-5/4-6.pdf>. [Último acceso: Noviembre 2017].
- [82]achrnews, «Ammonia's advantages,»achrnews.com, 2000. [En línea]. Available: <https://www.achrnews.com/articles/86198-ammonia-s-advantages>. [Último acceso: 2017].
- [83] U.S. Department of Labor, «Ammonia Refrigeration - Properties of Ammonia,» Osha.gov, Noviembre 2013. [En línea]. Available: https://www.osha.gov/SLTC/etools/ammonia_refrigeration/ammonia/. [Último acceso: Noviembre 2017].
- [84] R. Tillner Roth y D. Friend, «Survey and Assessment of Available Measurements on Thermodynamic Properties of the Mixture {Water+Ammonia},» *National Institute of Standards and Technology, Physical and Chemical Properties*, vol. 27, n° 1, pp. 45-61, 2003.
- [85] P. Catota y W. Tonato, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE REFRIGERACIÓN SOLAR POR ABSORCIÓN MEDIANTE PAR AMONIACO – AGUA PARA LA CONSERVACIÓN DE ALIMENTOS, Iatacunga: ESPE, 2015.
- [86] J. Kajano, L. Doug y G. Muyuka, DESIGN AND ANALYSIS OF AN ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM, Massachusetts: Worcester University, 2012.
- [87] L. Tapia Martínez, «Optimización de un sistema productor de hielo ubicado en la costa Michoacana,» Marzo 2012. [En línea]. Available: <http://www.remeri.org.mx/tesis/INDEXE->

TESIS.jsp?id=oai:bibliotecavirtual.dgb.umich.mx:123456789/3720.

[Último acceso: Junio 2018].

- [88] G. Daghero y M. Martínez, «CONCENTRADOR CILINDRICO PARABÓLICO APLICADO A LA GENERACIÓN DE VAPOR DE USO INDUSTRIAL. EVALUACIÓN ÓPTICA Y TÉRMICA DE UN PROTOTIPO.,» 2015. [En línea]. Available: <http://www.asades.org.ar/Averma/Concentrador%20cilindrico%20parabolic%20aplicado%20a%20la%20generacion%20de%20vapor%20de%20uso%20industrial.%20evaluacion%20optica%20y%20termica%20de%20un%20prototipo.%20J.%20Daghero%2C%20J.%20Garnica%2C%20A.%20Buitrago%2C>. [Último acceso: 2018].
- [89] INAMHI, «ANUARIO METEOROLÓGICO,» 2011. [En línea]. Available: <http://www.serviciometeorologico.gob.ec/wp-content/uploads/anuarios/meteorologicos/Am%202011.pdf>. [Último acceso: 2018].
- [90] THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, «Welded and Seamless Wrought Steel Pipe,» 31 Agosto 2015. [En línea]. Available: <http://emk24.ru/upload/files/wiki/standarts/ASME%20B36.10m.pdf>. [Último acceso: 2018].
- [91] ASME, Piping Systems y Pipeline ASME B31, New York: McGraw-Hill, 2005.
- [92] INDURADIA, «Aleta Tipo I,» INDURADIA, 2018. [En línea]. Available: <http://induradia.com/aleta-tipo-i/>. [Último acceso: Marzo 2018].

- [93] J. Rubio, «Ciclos de refrigeración por absorción», 2016. [En línea]. Available: <https://www.mundohvacr.com.mx/2008/09/ciclos-de-refrigeracion-por-absorcion/>. [Último acceso: 2018].
- [94] S. Lamar , «Simple Vapor Absorption Refrigeration System,» 2010. [En línea]. Available: <https://www.brighthubengineering.com/hvac/65923-simple-vapor-absorption-refrigeration-system/>. [Último acceso: 2018].
- [95] IPAC, «Plancha Inoxidable,» 2018. [En línea]. Available: <http://www.ipac-acero.com/producto-detalle.php?id=55>. [Último acceso: Marzo 2018].
- [96] S. Vera Silva, «LA ENERGÍA SOLAR ES UNA FUENTE POTENCIAL DE APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO,» ESPOL, 2012. [En línea]. Available: <https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/14629/12/Capitulo%204.pdf>. [Último acceso: 2018].
- [97] M. Campuzano Páez y J. V. Chiriboga, «Diseño y construcción de un sistema de enfriamiento de adsorción solar,» 2010. [En línea]. Available: <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/2298>. [Último acceso: 2018].
- [98] J. Granja Ruales,, «Diseño y construcción de un concentrador cilíndrico solar para generar vapor,» 1984. [En línea]. Available: http://biblioteca.epn.edu.ec/cgi-bin/koha/opac-detail.pl?biblionumber=3057&shelfbrowse_itemnumber=3230#shelfbrowser. [Último acceso: 2018].
- [99] S. Cruz Martínez, S. Alvarado, G. Gonzales y V. Moreno, «Propuesta de un prototipo de concentrador solar para la destilación de mezcal en la región mixteca oaxaqueña,» 2013. [En línea]. Available:

- http://www.utm.mx/edi_anteriores/TEMAS49/T49_Ensayo2_ColectorSolar.pdf. [Último acceso: 2018].
- [100] D. Mentado, S. Elizalde, D. Jiménez y J. Azuara, «Revista de Prototipos Tecnológicos,» Diciembre 2016. [En línea]. Available: http://www.ecorfan.org/spain/researchjournals/Prototipos_Tecnologicos/vol2num6/Revista_de_Prototipos_Tecnologicos_V2_N6_8.pdf.
- [101] Needle Valves, «Needle Valves,» 2018. [En línea]. Available: http://www.hoke.com/Catalogs/Catalog_79352ENG_HOKE_Needle_Valves_10.15.13.pdf. [Último acceso: 2018].
- [102] MODENTIC, «YSP-800,Y-Type, Spring Check Valves,» 2018. [En línea]. Available: http://www.modentic.com.tw/value_products.php?lang=en&pdf_id=187. [Último acceso: 2018].
- [103] WIKA Instruments, «FLW - Helping People Measure, Control and calibrate,» Enero 2018. [En línea]. Available: <http://store.flw.com/products/wika-type-213-53-utility-pressure-gauge-0-200-psi-9699134.html>. [Último acceso: 20 Julio 2018].
- [104] M. ARDILA, A. HINCAPIÉ y A. SIERRA , «INDEPENDENCIA DE MALLA EN TUBOS TORSIONADOS PARA INTERCAMBIO DE CALOR: CASO DE ESTUDIO,» 2016. [En línea]. Available: http://ciencias.medellin.unal.edu.co/revistas/facultad-de-ciencias/images/docs/2016_Junio/Art7RevFacCienV51DOI.pdf. [Último acceso: 2018].

- [105] Siderurgica Ecuatoriana , «SIDECA SIDERURGICA ECUATORIANA,» 2018. [En línea]. Available: <http://www.tuugo.ec/Companies/sidec-siderurgica-ecuatoriana/12600019191#!>. [Último acceso: 2018].
- [106] Ipac, «Por los caminos del acero,» 2018. [En línea]. Available: <http://www.ipac-acero.com/>. [Último acceso: 2018].
- [107] PROVEQUIM C.A, «Químicos para la industria,» 2018. [En línea]. Available: <http://www.provequimca.com/web/>. [Último acceso: 2018].
- [108] INSTITUTO NACIONAL DE ESTADÍSTICAS Y CENSOS, «ECONOMÍA,» Junio 2018. [En línea]. Available: <http://www.inec.go.cr/>. [Último acceso: 15 Junio 2018].
- [109] INEC, «Instituto Nacional de Estadísticas y Censos,» 2018. [En línea]. Available: <http://www.ecuadorencifras.gob.ec/institucional/home/>. [Último acceso: 2018].
- [110] EMPRESA ELÉCTRICA QUITO, «Plan Renova - Refrigeradora,» 2015. [En línea]. Available: <http://www.eeq.com.ec:8080/energia-renovable-y-eficiencia/plan-renova-refrigeradora>. [Último acceso: 15 Junio 2018].
- [111] CONSEJO NACIONAL DE LA ELECTRICIDAD, «Tarifas eléctricas,» 2018. [En línea]. Available: <http://www.elcomercio.com/actualidad/negocios/alza-de-tarifas-electricas-busca.html>. [Último acceso: 15 Junio 2018].
- [112] MERCADO LIBRE, «Mini refrigerador marca midea,» 2018. [En línea]. Available: https://articulo.mercadolibre.com.ec/MEC-415817992-mini-nevera-marca-midea-_JM. [Último acceso: 18 Junio 2018].

- [113] ECONOMIPEDIA, «Flujo de caja,» 2015. [En línea]. Available: <http://economipedia.com/definiciones/flujo-de-caja.html>. [Último acceso: 23 Junio 2018].
- [114] ECONOMIPEDIA, «VALOR ACTUAL NETO (VAN),» Mayo 2015. [En línea]. Available: <http://economipedia.com/definiciones/valor-actual-neto.html>. [Último acceso: 15 Junio 2018].
- [115] Ecuador Legal, «Bienes y servicios que no pagan Iva,» 02 Enero 2018. [En línea]. Available: <http://www.ecuadorlegalonline.com/sri/bienes-y-servicios-que-no-pagan-iva-iva-0/>. [Último acceso: 23 Junio 2018].
- [116] ECONOMIPEDIA, «Tasa Interna de Retorno (TIR),» Mayo 2015. [En línea]. Available: <http://economipedia.com/definiciones/tasa-interna-de-retorno-tir.html>. [Último acceso: 16 Junio 2018].
- [117] ECONOMIPEDIA, «Comó calcular el Payback,» Mayo 2015. [En línea]. Available: <http://economipedia.com/definiciones/payback.html>. [Último acceso: 20 Junio 2018].
- [118] Y. ÇENGEL y A. GHAJAR, TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA, Mexico: Industria Editorial Mexicana, 2011.
- [119] W. Kenneth y R. Donald, Termodinámica, Madrid: Edigrafos, 2001.
- [120] M. Michael y S. Howard, Fundamentos de termodinamica técnica, Barcelona: Reverté, 2004.
- [121] Agencia Valenciana de Energía, «Guías practicas de energias renovables,» de *Energia solar térmica*, Valencia, La Imprenta C.G, 2008, p. 33.
- [122] J. W. Kane y M. M., «Tema 5. FLUIDOS,» 1989. [En línea]. Available: https://search.yahoo.com/search;_ylt=AwrBT.GKu0daqa4AMudXNyoA;_y

lc=X1MDMjc2NjY3OQRfcgMyBGZyA3RpZ2h0cm9wZX RiBGdwcm l kA
wRuX3JzbHQDMARuX3N1Z2cDMARvcmlnaW4Dc2VhcmNoLn l haG9v
LmNvbQRwb3MDMARwcXN0cgMEcHFzdHJsAzAEcXN0cmwDMzEEc
XVlcnkDQ09OQ0VQVE8lMjBmbHVqbyUyMG1hc2lj. [Último acceso: 30
Diciembre 2017].

- [123] Capítulo 3 - Máquinas de absorción , «ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR POR ABSORCIÓN.,» Marzo 2016. [En línea]. Available:
<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5070/fichero/CAPITULO+3%252FCAP%C3%8DTULO+3.0+MAQUINAS+DE+ABSORCION.pdf>. [Último acceso: 23 Julio 2018].
- [124] Capítulo 3 - Máquinas de absorción, «ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR POR ABSORCIÓN.,» Marzo 2016. [En línea]. Available:
<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5070/fichero/CAPITULO+3%252FCAP%C3%8DTULO+3.0+MAQUINAS+DE+ABSORCION.pdf>. [Último acceso: 23 Julio 2018].

ANEXOS

Anexo 1

Propiedades del aire a la presión de 1 atm.

Temp., T , °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k , W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s ²	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ , a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 1984, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermanns, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-30607020-8.

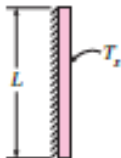
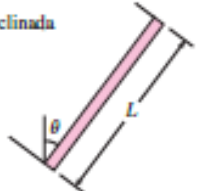
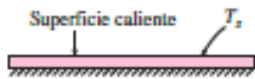
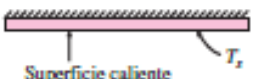
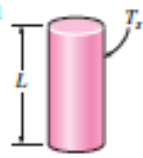
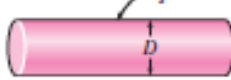
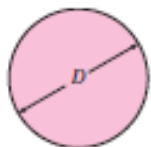
Anexos 2

Propiedades de materiales aislantes (a una temperatura de 24°C).

Material	Espesor, L mm	Densidad, ρ kg/m ³	Conductividad térmica, k W/m · K	Calor específico, c_p kJ/kg · K	Valor R (para los espesores de la lista, L /W), K · m ² /W
Colcha y lámina					
Fibra mineral (forma fibrosa)	50 a 70 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	1.23
procesada a partir de roca,	75 a 90 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	1.94
escoria o vidrio)	135 a 165 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	3.32
Tablero y losa					
Vidrio celular		136	0.055	1.0	—
Fibra de vidrio (ligamento orgánico)		64-144	0.036	0.96	—
Poliuretano expandido (bolitas moldeadas)		16	0.040	1.2	—
Poliuretano expandido (R-11 expandido)		24	0.023	1.6	—
Perlita expandida (ligamento orgánico)		16	0.052	1.26	—
Caucho expandido (rígido)		72	0.032	1.68	—
Fibra mineral con aglomerante de resina		240	0.042	0.71	—
Corcho		120	0.039	1.80	—
Roclad o formado en el sitio					
Espuma de poliuretano		24-40	0.023-0.026	—	—
Fibra de vidrio		56-72	0.038-0.039	—	—
Uretano, mezcla de dos partes (espuma rígida)		70	0.026	1.045	—
Gránulos de lana mineral con aglomerantes de asbesto/inorgánico (roclado)		190	0.046	—	—
Relleno flojo					
Fibra mineral (de roca, escoria o vidrio)	~ 75 a 125 mm	9.6-32	—	0.71	1.94
	~165 a 222 mm	9.6-32	—	0.71	3.35
	~191 a 254 mm	—	—	0.71	3.87
	~185 mm	—	—	0.71	5.28
Aerogel de sílice		122	0.025	—	—
Vermiculita (expandida)		122	0.068	—	—
Perlita (expandida)		32-66	0.039-0.045	1.09	—
Aserrín o virutas		128-240	0.065	1.38	—
Aislamiento celulósico (papel molido o pulpa de madera)		37-51	0.039-0.046	—	—
Aislamiento para techo					
Vidrio celular	—	144	0.058	1.0	—
Preformado, para usarse arriba del tablero	13 mm	—	—	1.0	0.24
	25 mm	—	—	2.1	0.49
	50 mm	—	—	3.9	0.93
Aislamiento reflector					
Polvo sílice (al vacío)		160	0.0017	—	—
Hoja de aluminio separando colchones de vidrio esponjoso; 10 a 12 capas (al vacío); para aplicaciones criogénicas (150 K)		40	0.00016	—	—
Hoja de aluminio y laminado de vidrio y papel; 75 a 150 capas; para aplicaciones criogénicas (150 K)		120	0.000017	—	—


Anexos 3

Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre superficies [118].

Configuración geométrica	Longitud característica L_c	Intervalo de Ra	Nu
Placa vertical 	L	$10^4 - 10^9$ $10^{10} - 10^{13}$ Todo el intervalo	$Nu = 0.59Ra^{1/4}$ (9-19) $Nu = 0.1Ra^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{3/4}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-21) (compleja pero más exacta)
Placa inclinada 	L		Utilícen las ecuaciones de la placa vertical para la superficie superior de una placa fría y la superficie inferior de una placa caliente Reemplácese g por $g \cos \theta$ para $0 < \theta < 60^\circ$
Placa horizontal (Área superficial A y perímetro p) a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría) 	A_s/p	$10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{11}$	$Nu = 0.54Ra^{1/4}$ (9-22) $Nu = 0.15Ra^{1/3}$ (9-23)
b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría) 		$10^5 - 10^{11}$	$Nu = 0.27Ra^{1/4}$ (9-24)
Cilindro vertical 	L		Un cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical cuando $D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}}$
Cilindro horizontal 	D	$Ra_D \leq 10^{12}$	$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.559/Pr)^{3/4}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-25)
Esfera 	D	$Ra_D \leq 10^{11}$ $(Pr \geq 0.7)$	$Nu = 2 + \frac{0.589Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.469/Pr)^{3/4}]^{1/4}}$ (9-26)

Anexo 4

Plancha Inoxidable 430 2B [95]. Propiedades físicas de los aceros inoxidable de grado 430 en estado recocido.




HOME SOMOS IPAC PRODUCTOS RED DE VENTAS SERVICIOS BUZÓN DE SUGERENCIA IPAC ONLINE NOT

Productos

Ver Consultar

Recubrimiento: Inoxidable
Norma de Calidad: 430 2B/BA / 439 N4 / 304 2B/BA
Observaciones: Otras dimensiones, acabados y grados, previa consulta

Normas	Espesor	Acabado	Dimensiones
AISI	ASTM (UNS)	mm	mm
Planchas			
304	S30400	0,4 hasta 3,0	2B
		4,0 hasta 8,0	Nº1
		0,7 hasta 1,5	Nº4 - Pulido
430	S43000	0,4 hasta 3,0	BA
		0,4 hasta 2,0	Nº4 - Pulido
439	S43932	0,5 y 0,6	Nº4 - Pulido
Bobinas			
304, 430, 409, 439	Todos los espesores	Todos los acabados	1220



ESTOY INTERESADO EN ESTE PRODUCTO

DESCARGAR ESPECIFICACIONES

Plancha Inoxidable

Ancho	Largo	Espesor	Peso Aprox.	Norma
mm	mm	mm	kg.	
1000	2440	0,40	9,35	AISI 430 BA
1000	2440	0,60	14,02	AISI 430 BA
1000	2440	0,70	16,36	AISI 430 BA
1000	2440	1,00	23,37	AISI 430 BA
1220	2440	0,60	14,02	AISI 304 2B
1220	2440	1,20	28,04	AISI 304 2B
1220	2440	1,50	35,05	AISI 304 2B

Aplicaciones

- **304:** Ingeniería civil y arquitectura, equipo de aviación, trenes, naval, petroquímica, tubería, textiles, refrigeración, almacenamiento en frío, hospitales, alimentos, empresas, farmacéuticas, industria cosmética, industria química, utensilios del hogar, instalaciones para criogénica, destilerías, destilerías de etanol, fotografía, tubería y tanques en general, profunda y precisa embutición.
- **430:** Estructura civil y arquitectura, ollas, lavaderos, cocinas, refrigeradoras, microondas, lavadoras de platos, monedas, congeladores, hornos, cocinas industriales y mesones.
- **439:** Construcción civil y arquitectura, ingenios azucareros, sistemas de escape, lavadoras de platos, cocinas, microondas, y en general para embutición.

Grade	Density (kg/m ³)	Elastic Modulus (GPa)	Mean Coefficient of Thermal Expansion (µm/m/°C)			Thermal Conductivity (W/m.K)		Specific Heat 0-100 °C (J/kg.K)	Electrical Resistivity (nΩ.m)
			0- 100 °C	0- 315 °C	0- 538 °C	at 100 °C	at 500 °C		
430	7750	200	10.4	11.0	11.4	26.1	26.3	460	600
430F	7750	200	10.4	11.0	11.4	26.1	26.3	460	600

Anexo 5


Masa molar, constantes críticas y capacidades térmicas específicas de gases a 25°C y 1 atm de algunas sustancias comunes [119].

(T _c , K; P _c , kbar; \bar{v}_c , m ³ /kmol; c _v y c _p , kJ/kg · K)								
Sustancia	Masa molar	T _c	P _c	\bar{v}_c	Z _c	c _v	c _p	ω
Acetileno (C ₂ H ₂)	26,04	309	62,4	0,112	0,272	1,37	1,69	0,190
Aire (equivalente)	28,97	133	37,7	0,0829	0,284	0,718	1,005	
Amoníaco (NH ₃)	17,04	406	112,8	0,0723	0,242	1,66	2,15	0,250
Benceno (C ₆ H ₆)	78,11	562	48,3	0,256	0,274	0,67	0,775	0,212
n-Butano (C ₄ H ₁₀)	58,12	425,2	37,9	0,257	0,274	1,56	1,71	0,199
Dióxido de carbono (CO ₂)	44,01	304,2	73,9	0,0941	0,276	0,657	0,846	0,224
Monóxido de carbono (CO)	28,01	133	35,0	0,0928	0,294	0,744	1,04	0,049
Refrigerante 134a (C ₂ F ₃ H ₂)	102,03	374,3	40,6	0,200	0,262	0,76	0,85	0,326
Etano (C ₂ H ₆)	30,07	305,4	48,8	0,148	0,285	1,48	1,75	0,099
Etileno (C ₂ H ₄)	28,05	283	51,2	0,128	0,279	1,23	1,53	0,089
Helio (He)	4,003	5,2	2,3	0,0579	0,300	3,12	5,19	-0,365
Hidrógeno (H ₂)	2,016	33,2	13,0	0,0648	0,304	10,2	14,3	-0,218
Metano (CH ₄)	16,04	190,7	46,4	0,0991	0,290	1,70	2,22	0,008
Nitrógeno (N ₂)	28,01	126,2	33,9	0,0897	0,291	0,743	1,04	0,039
Oxígeno (O ₂)	32,00	154,4	50,5	0,0741	0,290	0,658	0,918	0,025
Propano (C ₃ H ₈)	44,09	370	42,5	0,200	0,278	1,48	1,67	0,153
Dióxido de azufre (SO ₂)	64,06	431	78,7	0,124	0,268	0,471	0,601	0,256
Agua (H ₂ O)	18,02	647,3	220,9	0,0558	0,230	1,40	1,86	0,344

FUENTES: Principalmente de D. Ambrose, «Vapor-Liquid Critical Properties», National Physical Laboratory Report 107, 1980, y R. C. Reid y otros, *The Properties of Gases and Liquids*, 4.ª Ed., McGraw-Hill, Inc., New York, 1987.

Anexo 6

Cañería ASTM A 53 [95].




[Ver catálogo digital](#)
[Consulte su factura electrónica](#)

[HOME](#)
[SOMOS IPAC](#)
[PRODUCTOS](#)
[RED DE VENTAS](#)
[SERVICIOS](#)
[BUZÓN DE SUGERENCIA](#)
[IPAC ONLINE](#)
[NOTICIAS](#)

Productos

[Home](#) / [Productos](#) / [Tuberías](#) / [Cañería](#)



[ESTOY INTERESADO EN ESTE PRODUCTO](#)
[DESCARGAR ESPECIFICACIONES](#)

Especificaciones:

Largo Normal: 6 metros

Recubrimiento: Negro o Galvanizado

Norma de calidad: ASTM A 569

Norma de Fabricación: INEN 2470

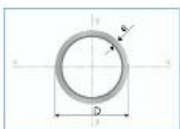
Espesores: Desde 2,77 a 7,11 mm

Espesores roscados: Hilo NPT / Hilo BSP

Observaciones: Otras dimensiones y largos, previa consulta

Cañería ASTM A 53

Designaciones	Esp.	Área	Peso	Propiedades Estáticas			Presión de prueba	
				Flexión				
				Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro		
D	e	A	P	I	W	i		
pulg.	mm	mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
1/2	21,30	15,76	2,77	1,61	1,27	0,71	0,67	0,66
3/4	26,70	20,96	2,87	2,15	1,69	1,55	1,16	0,85
1	33,40	26,64	3,38	3,19	2,51	3,64	2,18	1,07
1 1/4	42,20	35,08	3,56	4,32	3,40	8,13	3,85	1,37
1 1/2	48,30	40,94	3,68	5,16	4,06	12,93	5,35	1,58
2	60,30	52,48	3,91	6,93	5,45	27,66	9,18	1,99
2 1/2	73,00	62,68	5,16	11,00	8,65	63,63	17,43	2,41
3	88,90	77,92	5,49	14,39	11,31	125,65	28,27	2,96
4	114,30	102,26	6,02	20,48	16,10	301,05	52,68	3,83
6	168,30	154,08	7,11	36,00	28,31	409,83	58,43	5,84



Aplicaciones / cañería negra

- Conducción de fluidos a alta presión.
- Fabricación de andamios.
- Escapes de automóviles y motorizados.
- Instalaciones Industriales.

Anexo 7

Propiedades del Amoníaco saturado (líquido-vapor): Tabla de temperaturas [120].

Temp. °C	Presión bar	Volumen específico m ³ /kg		Energía interna kJ/kg		Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/kg · K		Temp. °C
		Líquido sat. $v_f \times 10^3$	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Vaporización h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Vapor sat. s_g	
-50	0,4086	1,4245	2,6265	-43,94	1264,99	-43,88	1416,20	1372,32	-0,1922	6,1543	-50
-45	0,5453	1,4367	2,0060	-22,03	1271,19	-21,95	1402,52	1380,57	-0,0951	6,0523	-45
-40	0,7174	1,4493	1,5524	-0,10	1277,20	0,00	1388,56	1388,56	0,0000	5,9557	-40
-36	0,8850	1,4597	1,2757	17,47	1281,87	17,60	1377,17	1394,77	0,0747	5,8819	-36
-32	1,0832	1,4703	1,0561	35,09	1286,41	35,25	1365,55	1400,81	0,1484	5,8111	-32
-30	1,1950	1,4757	0,9634	43,93	1288,63	44,10	1359,65	1403,75	0,1849	5,7767	-30
-28	1,3159	1,4812	0,8803	52,78	1290,82	52,97	1353,68	1406,66	0,2212	5,7430	-28
-26	1,4465	1,4867	0,8056	61,65	1292,97	61,86	1347,65	1409,51	0,2572	5,7100	-26
-22	1,7390	1,4980	0,6780	79,46	1297,18	79,72	1335,36	1415,08	0,3287	5,6457	-22
-20	1,9019	1,5038	0,6233	88,40	1299,23	88,68	1329,10	1417,79	0,3642	5,6144	-20
-18	2,0769	1,5096	0,5739	97,36	1301,25	97,68	1322,77	1420,45	0,3994	5,5837	-18
-16	2,2644	1,5155	0,5291	106,36	1303,23	106,70	1316,35	1423,05	0,4346	5,5536	-16
-14	2,4652	1,5215	0,4885	115,37	1305,17	115,75	1309,86	1425,61	0,4695	5,5239	-14
-12	2,6798	1,5276	0,4516	124,42	1307,08	124,83	1303,28	1428,11	0,5043	5,4948	-12
-10	2,9089	1,5338	0,4180	133,50	1308,95	133,94	1296,61	1430,55	0,5389	5,4662	-10
-8	3,1532	1,5400	0,3874	142,60	1310,78	143,09	1289,86	1432,95	0,5734	5,4380	-8
-6	3,4134	1,5464	0,3595	151,74	1312,57	152,26	1283,02	1435,28	0,6077	5,4103	-6
-4	3,6901	1,5528	0,3340	160,88	1314,32	161,46	1276,10	1437,56	0,6418	5,3831	-4
-2	3,9842	1,5594	0,3106	170,07	1316,04	170,69	1269,08	1439,78	0,6759	5,3562	-2
0	4,2962	1,5660	0,2892	179,29	1317,71	179,96	1261,97	1441,94	0,7097	5,3298	0
2	4,6270	1,5727	0,2695	188,53	1319,34	189,26	1254,77	1444,03	0,7435	5,3038	2
4	4,9773	1,5796	0,2514	197,80	1320,92	198,59	1247,48	1446,07	0,7770	5,2781	4
6	5,3479	1,5866	0,2348	207,10	1322,47	207,95	1240,09	1448,04	0,8105	5,2529	6
8	5,7395	1,5936	0,2195	216,42	1323,96	217,34	1232,61	1449,94	0,8438	5,2279	8
10	6,1529	1,6008	0,2054	225,77	1325,42	226,75	1225,03	1451,78	0,8769	5,2033	10
12	6,5890	1,6081	0,1923	235,14	1326,82	236,20	1217,35	1453,55	0,9099	5,1791	12
16	7,5324	1,6231	0,1691	253,95	1329,48	255,18	1201,70	1456,87	0,9755	5,1314	16
20	8,5762	1,6386	0,1492	272,86	1331,94	274,26	1185,64	1459,90	1,0404	5,0849	20
24	9,7274	1,6547	0,1320	291,84	1334,19	293,45	1169,16	1462,61	1,1048	5,0394	24
28	10,993	1,6714	0,1172	310,92	1336,20	312,75	1152,24	1465,00	1,1686	4,9948	28
32	12,380	1,6887	0,1043	330,07	1337,97	332,17	1134,87	1467,03	1,2319	4,9509	32
36	13,896	1,7068	0,0930	349,32	1339,47	351,69	1117,00	1468,70	1,2946	4,9078	36
40	15,549	1,7256	0,0831	368,67	1340,70	371,35	1098,62	1469,97	1,3569	4,8652	40
45	17,819	1,7503	0,0725	393,01	1341,81	396,13	1074,84	1470,96	1,4341	4,8125	45
50	20,331	1,7765	0,0634	417,56	1342,42	421,17	1050,09	1471,26	1,5109	4,7604	50

Amoníaco

Fuente: Las tablas A-13 a A-15 se han calculado según las ecuaciones de L. Haar y J. S. Gallagher, "Thermodynamic Properties of Ammonia", *J. Phys. Chem. Reference Data*, Vol. 7, 1978, pp. 635-792.


Anexo 8

Propiedades de Amoníaco (Vapor Sobrecalentado) [120].

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 5,5 \text{ bar} = 0,55 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 6,79^\circ\text{C}$)					$p = 6,0 \text{ bar} = 0,60 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 9,27^\circ\text{C}$)			
Sat.	0,22861	1323,06	1448,80	5,2430	0,21038	1324,89	1451,12	5,2122
10	0,23227	1329,88	1457,63	5,2743	0,21115	1326,47	1453,16	5,2195
20	0,24335	1350,50	1484,34	5,3671	0,22155	1347,62	1480,55	5,3145
30	0,25403	1370,35	1510,07	5,4534	0,23152	1367,90	1506,81	5,4026
40	0,26441	1389,64	1535,07	5,5345	0,24118	1387,52	1532,23	5,4851
50	0,27454	1408,53	1559,53	5,6114	0,25059	1406,67	1557,03	5,5631
60	0,28449	1427,13	1583,60	5,6848	0,25981	1425,49	1581,38	5,6373
80	0,30398	1463,85	1631,04	5,8230	0,27783	1462,52	1629,22	5,7768
100	0,32307	1500,36	1678,05	5,9525	0,29546	1499,25	1676,52	5,9071
120	0,34190	1537,02	1725,07	6,0753	0,31281	1536,07	1723,76	6,0304
140	0,36054	1574,07	1772,37	6,1926	0,32997	1573,24	1771,22	6,1481
160	0,37903	1611,66	1820,13	6,3055	0,34699	1610,92	1819,12	6,2613
180	0,39742	1649,88	1868,46	6,4146	0,36390	1649,22	1867,56	6,3707
200	0,41571	1688,79	1917,43	6,5203	0,38071	1688,20	1916,63	6,4766
$p = 7,0 \text{ bar} = 0,70 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 13,79^\circ\text{C}$)					$p = 8,0 \text{ bar} = 0,80 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 17,84^\circ\text{C}$)			
Sat.	0,18148	1328,04	1455,07	5,1576	0,15958	1330,64	1458,30	5,1099
20	0,18721	1341,72	1472,77	5,2186	0,16138	1335,59	1464,70	5,1318
30	0,19610	1362,88	1500,15	5,3104	0,16948	1357,71	1493,29	5,2277
40	0,20464	1383,20	1526,45	5,3958	0,17720	1378,77	1520,53	5,3161
50	0,21293	1402,90	1551,95	5,4760	0,18465	1399,05	1546,77	5,3986
60	0,22101	1422,16	1576,87	5,5519	0,19189	1418,77	1572,28	5,4763
80	0,23674	1459,85	1625,56	5,6939	0,20590	1457,14	1621,86	5,6209
100	0,25205	1497,02	1673,46	5,8258	0,21949	1494,77	1670,37	5,7545
120	0,26709	1534,16	1721,12	5,9502	0,23280	1532,24	1718,48	5,8801
140	0,28193	1571,57	1768,92	6,0688	0,24590	1569,89	1766,61	5,9995
160	0,29663	1609,44	1817,08	6,1826	0,25886	1607,96	1815,04	6,1140
180	0,31121	1647,90	1865,75	6,2925	0,27170	1646,57	1863,94	6,2243
200	0,32571	1687,02	1915,01	6,3988	0,28445	1685,83	1913,39	6,3311
$p = 9,0 \text{ bar} = 0,90 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 21,52^\circ\text{C}$)					$p = 10,0 \text{ bar} = 1,00 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 24,89^\circ\text{C}$)			
Sat.	0,14239	1332,82	1460,97	5,0675	0,12852	1334,66	1463,18	5,0294
30	0,14872	1352,36	1486,20	5,1520	0,13206	1346,82	1478,88	5,0816
40	0,15582	1374,21	1514,45	5,2436	0,13868	1369,52	1508,20	5,1768
50	0,16263	1395,11	1541,47	5,3286	0,14499	1391,07	1536,06	5,2644
60	0,16922	1415,32	1567,61	5,4083	0,15106	1411,79	1562,86	5,3460
80	0,18191	1454,39	1618,11	5,5555	0,16270	1451,60	1614,31	5,4960
100	0,19416	1492,50	1667,24	5,6908	0,17389	1490,20	1664,10	5,6332
120	0,20612	1530,30	1715,81	5,8176	0,18478	1528,35	1713,13	5,7612
140	0,21788	1568,20	1764,29	5,9379	0,19545	1566,51	1761,96	5,8823
160	0,22948	1606,46	1813,00	6,0530	0,20598	1604,97	1810,94	5,9981
180	0,24097	1645,24	1862,12	6,1639	0,21638	1643,91	1860,29	6,1095
200	0,25237	1684,64	1911,77	6,2711	0,22670	1683,44	1910,14	6,2171

Anexo 9

Plancha galvanizada [95].



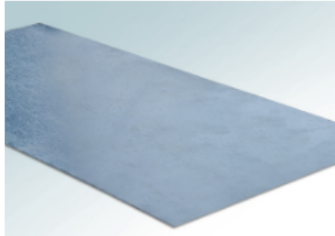
ver catálogo digital

Consulte su factura electrónica

HOME SOMOS IPAC PRODUCTOS RED DE VENTAS SERVICIOS BUZÓN DE SUGERENCIA IPAC ONLINE NOTICIAS

Productos

Home / Productos / Planchas /



ESTOY INTERESADO EN ESTE PRODUCTO

DESCARGAR ESPECIFICACIONES

Especificaciones:

Recubrimiento:

Calidad de Acero:

Norma de Fabricación:

Observaciones:



Galvanizado G60 o Galvalum

ASTM A 653 CS

NTE INEN 115

Dimensiones y largos especiales, previa consulta.

Certificados:



Plancha Galvanizada

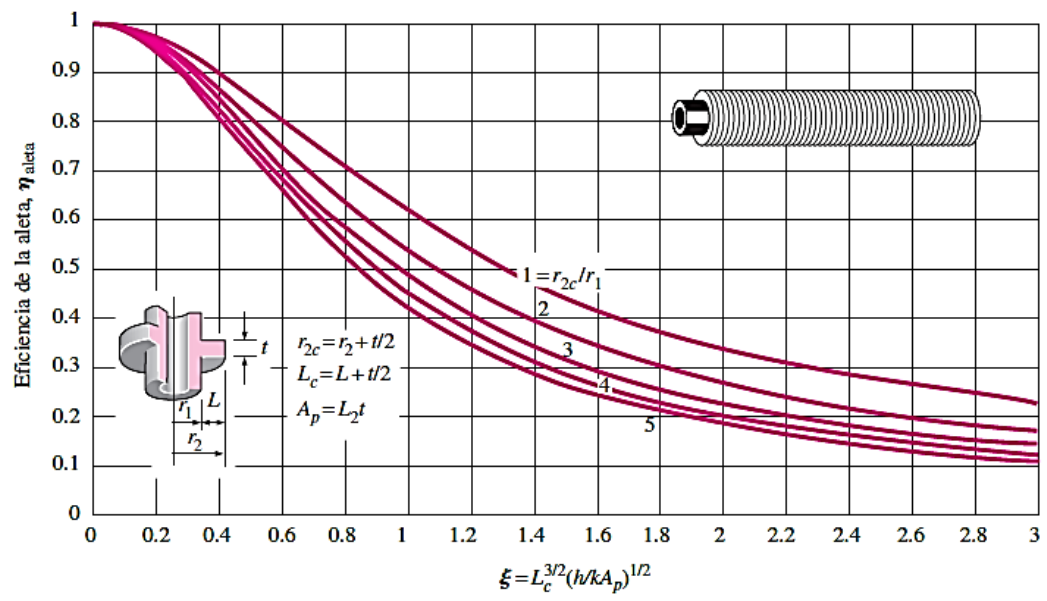
Ancho	Largo	Espesor	Peso Aprox.	Uso
mm	mm	mm	kg.	
1000	2000	0,70	10,99	Embutición
1000	2000	0,90	14,13	
1000	2000	1,10	17,27	
1000	2000	1,40	21,98	
1220	2440	0,40	9,35	Comercial
1220	2440	0,45	10,52	
1220	2440	0,50	11,68	
1220	2440	0,60	14,02	
1220	2440	0,70	16,36	
1220	2440	0,90	21,03	
1220	2440	1,10	25,70	
1220	2440	1,40	32,72	
1220	2440	2,00	46,74	

Aplicaciones

- Ductos para aire acondicionado.
- Puertas metálicas.
- Perfilería de tumbado.
- Cámaras frigoríficas.
- Partes y piezas para línea blanca.

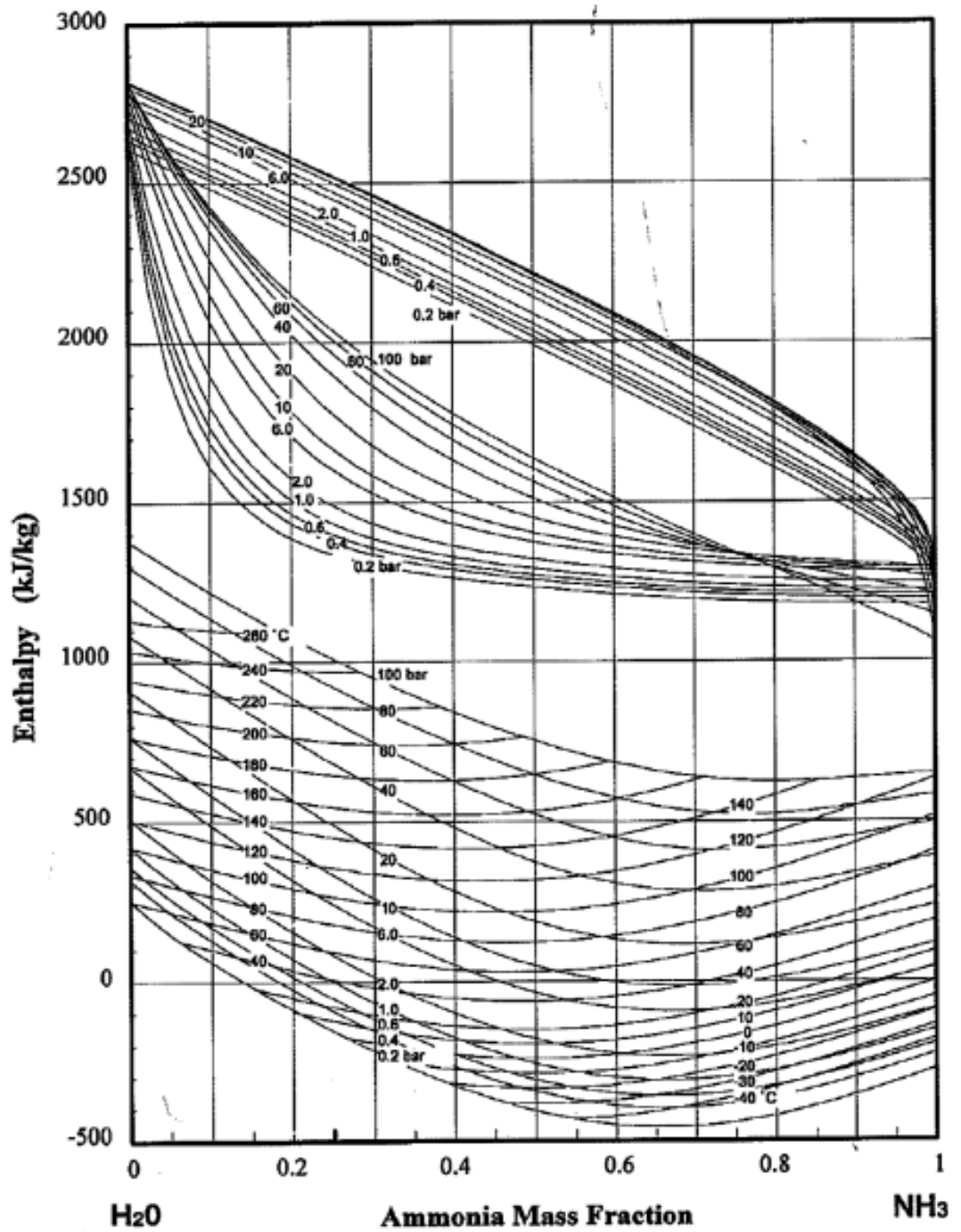
Anexo 10

Eficiencia de aletas circulares de espesor constante t [118].



Anexo 11

Diagrama de concentración amoníaco - agua



Anexo 12

Cañería norma ISO R65 Serie liviana 2 (ISO II) [95].



ESTOY INTERESADO EN ESTE PRODUCTO

DESCARGAR ESPECIFICACIONES

Especificaciones:

Largo Normal: 6 metros
Recubrimiento: Negro o Galvanizado
Norma de calidad: ASTM A 569
Norma de Fabricación: INEN 2470
Espesores: Desde 2,00 a 3,60 mm
Espesores roscados: Hilo NPT / Hilo BSP
Otras dimensiones y largos, previa consulta

Cañería Norma ISO R 65 Serie Liviana 2 (ISO II)

Designaciones			Esp.	Área	Peso	Propiedades Estáticas			Presión de prueba	
						Flexión				
						Momento de inercia	Modulo de resistencia	Radio de giro		
D			e	A	P	I	W	i		
pulg.	mm	mm	mm	cm²	kg/m	cm⁴	cm³	cm	lb/pulg²	kg/cm²
1/2	21,30	17,30	2,00	1,21	0,95	0,56	0,53	0,68	700	49,20
3/4	26,90	22,30	2,30	1,78	1,40	1,32	0,99	0,87	700	49,20
1	33,70	28,50	2,60	2,54	2,00	3,03	1,81	1,1	700	49,20
1 1/4	42,40	37,20	2,60	3,25	2,56	6,37	3,02	1,4	700	49,20
1 1/2	48,30	42,50	2,90	4,14	3,25	10,56	4,39	1,6	700	49,20
2	60,30	54,50	2,90	5,23	4,11	21,14	7,06	2,02	700	49,20
2 1/2	73,00	66,60	3,20	7,02	5,52	47,78	12,64	2,56	700	49,20
3	88,90	82,50	3,20	8,62	6,77	79,21	17,82	3,03	700	49,20
4	114,30	107,10	3,60	12,52	9,84	191,98	33,59	3,92	700	49,20



Aplicaciones / cañería negra

- Conducción de fluidos a presión.
- Fabricación de andamios.
- Fabricación de calderos.
- Fabricación de escopetas.
- Conducción de vapor.
- Muebles metálicos.
- Asientos para carrocería.
- Juegos infantiles en parques.

Anexo 13

Propiedades del amoníaco saturado [63].

Temp., <i>T</i> , °C	Presión de satu- ración, <i>P</i> , kPa	Densidad, ρ , kg/m ³		Entalpia de vapori- zación, <i>h</i> _{fg} , kJ/kg	Calor específico, <i>c</i> _p , J/kg · K		Conductividad térmica, <i>k</i> , W/m · K		Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, Tensión β , 1/K, superficial, N/m	
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	N/m
-40	71.66	690.2	0.6435	1 389	4 414	2 242	—	0.01792	2.926×10^{-4}	7.957×10^{-6}	—	0.9955	0.00176	0.03565
-30	119.4	677.8	1.037	1 360	4 465	2 322	—	0.01898	2.630×10^{-4}	8.311×10^{-6}	—	1.017	0.00185	0.03341
-25	151.5	671.5	1.296	1 345	4 489	2 369	0.5968	0.01957	2.492×10^{-4}	8.490×10^{-6}	1.875	1.028	0.00190	0.03229
-20	190.1	665.1	1.603	1 329	4 514	2 420	0.5853	0.02015	2.361×10^{-4}	8.669×10^{-6}	1.821	1.041	0.00194	0.03118
-15	236.2	658.6	1.966	1 313	4 538	2 476	0.5737	0.02075	2.236×10^{-4}	8.851×10^{-6}	1.769	1.056	0.00199	0.03007
-10	290.8	652.1	2.391	1 297	4 564	2 536	0.5621	0.02138	2.117×10^{-4}	9.034×10^{-6}	1.718	1.072	0.00205	0.02896
-5	354.9	645.4	2.886	1 280	4 589	2 601	0.5505	0.02203	2.003×10^{-4}	9.218×10^{-6}	1.670	1.089	0.00210	0.02786
0	429.6	638.6	3.458	1 262	4 617	2 672	0.5390	0.02270	1.896×10^{-4}	9.405×10^{-6}	1.624	1.107	0.00216	0.02676
5	516	631.7	4.116	1 244	4 645	2 749	0.5274	0.02341	1.794×10^{-4}	9.593×10^{-6}	1.580	1.126	0.00223	0.02566
10	615.3	624.6	4.870	1 226	4 676	2 831	0.5158	0.02415	1.697×10^{-4}	9.784×10^{-6}	1.539	1.147	0.00230	0.02457
15	728.8	617.5	5.729	1 206	4 709	2 920	0.5042	0.02492	1.606×10^{-4}	9.978×10^{-6}	1.500	1.169	0.00237	0.02348
20	857.8	610.2	6.705	1 186	4 745	3 016	0.4927	0.02573	1.519×10^{-4}	1.017×10^{-5}	1.463	1.193	0.00245	0.02240
25	1 003	602.8	7.809	1 166	4 784	3 120	0.4811	0.02658	1.438×10^{-4}	1.037×10^{-5}	1.430	1.218	0.00254	0.02132
30	1 167	595.2	9.055	1 144	4 828	3 232	0.4695	0.02748	1.361×10^{-4}	1.057×10^{-5}	1.399	1.244	0.00264	0.02024
35	1 351	587.4	10.46	1 122	4 877	3 354	0.4579	0.02843	1.288×10^{-4}	1.078×10^{-5}	1.372	1.272	0.00275	0.01917
40	1 555	579.4	12.03	1 099	4 932	3 486	0.4464	0.02943	1.219×10^{-4}	1.099×10^{-5}	1.347	1.303	0.00287	0.01810
45	1 782	571.3	13.8	1 075	4 993	3 631	0.4348	0.03049	1.155×10^{-4}	1.121×10^{-5}	1.327	1.335	0.00301	0.01704
50	2 033	562.9	15.78	1 051	5 063	3 790	0.4232	0.03162	1.094×10^{-4}	1.143×10^{-5}	1.310	1.371	0.00316	0.01598
55	2 310	554.2	18.00	1 025	5 143	3 967	0.4116	0.03283	1.037×10^{-4}	1.166×10^{-5}	1.297	1.409	0.00334	0.01493
60	2 614	545.2	20.48	997.4	5 234	4 163	0.4001	0.03412	9.846×10^{-5}	1.189×10^{-5}	1.288	1.452	0.00354	0.01389
65	2 948	536.0	23.26	968.9	5 340	4 384	0.3885	0.03550	9.347×10^{-5}	1.213×10^{-5}	1.285	1.499	0.00377	0.01285
70	3 312	526.3	26.39	939.0	5 463	4 634	0.3769	0.03700	8.879×10^{-5}	1.238×10^{-5}	1.287	1.551	0.00404	0.01181
75	3 709	516.2	29.90	907.5	5 608	4 923	0.3653	0.03862	8.440×10^{-5}	1.264×10^{-5}	1.296	1.612	0.00436	0.01079
80	4 141	505.7	33.87	874.1	5 780	5 260	0.3538	0.04038	8.030×10^{-5}	1.292×10^{-5}	1.312	1.683	0.00474	0.00977
85	4 609	494.5	38.36	838.6	5 988	5 659	0.3422	0.04232	7.645×10^{-5}	1.322×10^{-5}	1.338	1.768	0.00521	0.00876
90	5 116	482.8	43.48	800.6	6 242	6 142	0.3306	0.04447	7.284×10^{-5}	1.354×10^{-5}	1.375	1.871	0.00579	0.00776
95	5 665	470.2	49.35	759.8	6 561	6 740	0.3190	0.04687	6.946×10^{-5}	1.389×10^{-5}	1.429	1.999	0.00652	0.00677
100	6 257	456.6	56.15	715.5	6 972	7 503	0.3075	0.04958	6.628×10^{-5}	1.429×10^{-5}	1.503	2.163	0.00749	0.00579

Nota 1: La viscosidad cinemática ν y la difusividad térmica α se pueden calcular a partir de sus definiciones, $\nu = \mu/\rho$ y $\alpha = k/\rho c_p = \nu/Pr$. Las propiedades cuya lista se da aquí (excepto la densidad del vapor) se pueden usar a cualesquiera presiones con error despreciable, excepto a temperaturas cercanas al valor del punto crítico.

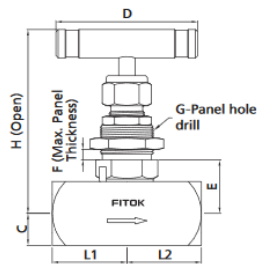
Anexo 14



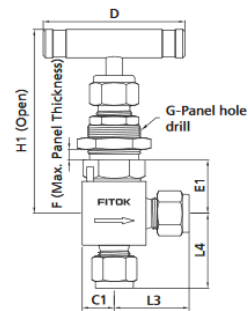
Nombre del producto	Válvulas de aguja de bar Stock
EspecificacionesModelo	NBSS-TS16-0-G
Descripción del Producto	316 SS NB Series Needle Valve, 6000psig(414bar), 1" Fractional Tube Socket Weld, 0.71" Orifice

Dimensions

Straight Pattern



Angle Pattern



Basic Ordering Number	Connection Type and Size		Orifice in.(mm)	Cv	Dimensions, in.(mm)											
	Inlet	Outlet			L1	L2	L3	L4	C	C1	D	E	E1	F	G	H
NB□□-FNS16-0	1 Female NPT	1 Female NPT	0.71 (18.0)	5.65	1.97 (50.0)	1.97 (50.0)	—	—	1.24 (31.5)	—	5.00 (127)	—	—	—	—	5.25 (133.3)
NB□□-MTS25-0-G	25 mm MTS	25 mm MTS														
NB□□-TS16-0-G	1" TS	1" TS														
NB□□-MTS28-0-G	28 mm MTS	28 mm MTS														
NB□□-PS12-0-G	3/4 PS	3/4 PS														
NB□□-PS16-0-G	1 PS	1 PS														

Anexo 15

Fig No. YSP- 800 Full Bore
1/4" ~ 2" DN8 – DN50



Features :

Investment casting component
 Screwed bonnet, Replaceable seat design
 Low pressure drop
 For general chemical and industrial application

Standard Compliance :

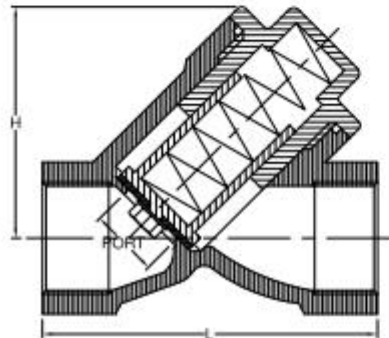
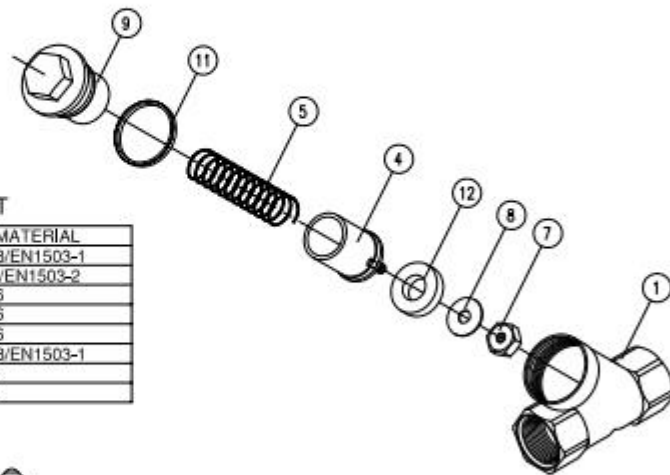
Body wall thickness : EN 12516-1/3
 Threaded end : BS 21 (BSP)
 BSPT
 ISO 228-1
 DIN 2999
 ISO 7-1Rp
 Pressure testing : EN12266
 Body material : EN 1503-1

Specification :

End connection : Threaded end
 Working pressure : 40 Bar (CWP)
 Temperature : -20 ~ 180°C
 Operation pressure : 0.15kgf/cm²

MATERIALS LIST

NO.	PART NAME	MATERIAL
1	BODY	1.4408/EN1503-1
4	PISTON	CF8M/EN1503-2
5	SPRING	SS316
7	NUT	SS316
8	WASHER	SS316
9	BONNET	1.4408/EN1503-1
11	BODY SEAL	PTFE.
12	SEAT	PTFE.



DIMENSIONS

SIZE	PORT	L	H
DN8	1/4"	10.0	65.0
DN10	3/8"	12.0	65.0
DN15	1/2"	15.0	65.0
DN20	3/4"	20.0	80.0
DN25	1"	25.0	90.0
DN32	1-1/4"	32.0	105.0
DN40	1-1/2"	40.0	120.0
DN50	2"	50.0	140.0

unit:mm

ANEXO 16

Description

Specifications

Literature

Product Specifications

Dial Size:	4"
Pressure Range:	200 psi
Pressure Connection:	1/4" NPT
Tube & Socket:	Copper alloy
Mount:	Lower mount
Accuracy:	±1.0%

Type 21X.53

Type	213.53 (Liquid Filled)
Size	2½"
Connection	LM
Conn. Size	7/16"-20 SAE
Press. Scale	PSI/BAR
30" Hg	
30"-0-15 psi	
30"-0-30 psi	
30"-0-60 psi	
30"-0-100 psi	
30"-0-160 psi	
30"-0-200 psi	
15 psi	
30 psi	
60 psi	
100 psi	9795664
160 psi	9795672
200 psi	9795680
300 psi	
400 psi	
600 psi	
800 psi	
1,000 psi	
1,500 psi	
2,000 psi	9795698
3,000 psi	9795702
5,000 psi	9795710
6,000 psi	
10,000 psi	
Accessory order codes (installed)	
Rear flange, SS	+ RF S
Restrictor	+ R

Abbreviations

Type	213.53 (Liquid Filled)					
Size	4"					
Connection	LM		LM		LBM	
Conn. Size	1/4" NPT		1/2" NPT		1/4" NPT	1/2" NPT
Press. Scale	PSI	PSI/KG/CM²	PSI	PSI/BAR	PSI/KG/CM²	PSI/BAR
30" Hg	9699028	9694000		9734427	9694239	9734533
30"-0-15 psi	9699036	9694018				
30"-0-30 psi	9699045	9694026				
30"-0-60 psi	9699053	9694035				
30"-0-100 psi	9699061	9694043				
30"-0-160 psi	9699079	9694051				
30"-0-200 psi	9699087	9694069				
15 psi	9699095	9694077		9734320		9734435
30 psi	9699109	9694085		9734338	9694247	9734444
60 psi	9699117	9694094		9734346	9694255	9734452
100 psi	9699125	9694107		9734355	9694264	9734460
160 psi	9699257	9694115		9734363	9694272	9734478
200 psi	9699134	9694124			9694280	
300 psi	9699142	9694132		9734371	9694298	9734486
400 psi	9699150	9694140			9697743	
600 psi	9699168	9694158		9734389	9694302	9734495
800 psi	9699176					
1,000 psi	9699185	9694166	4228732	9734397	9694310	9734508
1,500 psi	9699193	9694175	9766885	9734401	9694328	9734516
2,000 psi	9699206	9694183	9766876	4201591	9694336	
3,000 psi	9699215	9694191	9766893	9734419	9694345	9734525
5,000 psi	9699223	9694205	9766906	4201604	9694353	
6,000 psi						
10,000 psi	9699231	9694213	9766915		9694361	
15,000 psi	9699249	9694221				
Accessory order codes (installed at factory)						
Front flange, SS	--				+ FF S	
Rear flange, SS	+ RF S				+ RF S	
U-clamp, steel	--				+ UC Z	
U-clamp, SS	--				+ UC S	
Restrictor	+ R					